

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

4 2013
 (153)

СОДЕРЖАНИЕ

Экономика и организация сборочного производства

Горелов А.С., Преис В.В., Саввина Е.А. Экономическая оценка планов статистического контроля качества и регулирования автоматизированной сборки многоэлементных изделий 3

Сборочное оборудование и его элементы

Гоцеридзе Р.М., Румянцев С.В. Устройство для статической балансировки изделий в жидкости 6

Житников Ю.З., Житников Б.Ю., Воркуев Д.С. Многошпиндельный гайковерт повышенной точности на основе дифференциальных механизмов, механизмов свободного хода, муфт предельного момента с переключением вращений 8

Современные технологии сборки

Данилова Л.Н. Определение осевой силы сверления концевой частью самореза . 12

Житников Б.Ю., Житников Ю.З. Применение промышленных роботов на основе средств пассивной адаптации для сборки деталей, сопрягаемых по цилиндрическому и резьбовым поверхностям 16

Божкова Л.В., Вартанов М.В., Мартынович Н.А. Математическая модель динамики сопряжения деталей с применением промышленного робота и вибрационного устройства 19

Сборочно-сварочные работы. Пайка

Иванов А.А. Промышленные роботы в сварочном производстве 22

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Горелова А.Ю., Кристаль М.Г., Карахтинцев Е.А., Ханов Г.В. Влияние режущих свойств инструментов с многослойным покрытием на качество сборки деталей насосов типа НКВ 26

Челпанов И.Б., Кочетков А.В. Метрологическое обеспечение испытаний промышленных роботов 29

Разборка. Ремонт

Тымчик Г.С., Пудрий А.А., Подолян С.В. Экспериментальные исследования эффективности усиления участка трубопровода высокого давления муфтой с внутренним наполнением 35

В помощь конструктору, технологу

Бугорков К.Н., Ковалёв В.Г. Расчёт площади пятна контакта провода и вывода при монтаже методом накрутки 40

Липка В.М., Рапацкий Ю.Л. Технологическое обеспечение надежности резьбовых соединений при автоматизированной сборке силовых агрегатов автомобилей 43

Председатель редакционного совета
 Ф.М. МИТЕНКОВ, академик РАН

Редакционный совет

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

Региональные редсоветы

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

Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Ю.А. ЧИЧОВ, И.М. ГЛИКМАН

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

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

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.

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

4 2013
(153)

CONTENTS

Economy and the organization of assembly

Gorelov A.S., Prejs V.V., Savvina E.A. Economic evaluation of statistical control plans of quality and regulation of the automated multielement products assembly 3

Production tools and machinery for assembly

Gotseridse R.M., Rumiantsev S.V. Device for steady-state balancing product in liquids. 6

Zhitnikov Yu.Z., Zhitnikov B.Yu., Vorkuyev D.S. Multi-spindle screwdriver the raised accuracy on the basis of differential mechanisms, mechanisms of a free course, clutches of the limiting the moment with switching of rotations 8

Modern technologies in assembly

Danilova L.N. Predicted axial force for drilling by self-tapping screws 12

Zhitnikov B.Yu., Zhitnikov Yu.Z. Application of industrial robots on a basis means of self-orientation for assemblage of details, interfaced on cylindrical and carving to surfaces 16

Bozhkova L.V., Vartanov M.V., Martynovich N.A. Mathematical model of dynamics of the parts assembly by means industrial robot and vibratory device 19

Assembly welding works. Soldering

Ivanov A.A. Industrial robots for welding production 22

Quality assurance. Testing. Monitoring

Gorelova A.Yu., Kristal M.G., Karakhtintsev E.A., Khanov G.V. The cutting properties of tools with a multilayered coating influences on NKV pumps components assembling quality 26

Chelpanov I.B., Kochetkov A.V. Metrological ensuring tests industrial robots 29

The dismantling. Repair

Tymchik G.S., Pudriy S.V., Podolian A.A. Experimental researches of the strengthening efficiency pipeline under the high pressure coupling with internal content 35

Industrial and design engineer's aid

Bugorkov K.N., Kovalev V.G. Calculation of the area of the contact wire and terminal by wire wrapping 40

Lipka V.M., Rapatskiy Yu.L. Technological support of reliability of threaded connections at the automated assembly of power units of cars 43

Journal is distributed on subscription, which can be issued in any post office (index on the catalogue of the "Rospechat" agency – 79748, the union catalogue "Pressa Rossii" – 84967, the catalogue "Pochta Rossii" – 60257) or directly in editorial of the journal.
Ph.: (499) 268-38-42; ph./fax: 268-85-26. Fax: (499) 269-48-97.
http://www.mashin.ru E-mail: sborka@mashin.ru
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

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

A.I. KUMENKO
A.V. MEDAR'
E.A. MIKRIN
V.V. POROSHIN
B.V. SHANDROV
A.A. SHATILOV
A.G. KHOLODKOVA
G.A. YARKOV

Regional editors

BELGOROD

N.A. PELIPENKO

BRIANSK

O.A. GORLENKO

VLADIVOSTOK

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

VOLGOGRAD

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

IZNEVSK

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

KAZAN

R.I. ADGAMOV

KOVROV

Yu.Z. ZHITNIKOV

KOLOMNA

Yu.D. AMIROV

KOMSOMOLSK-ON-AMUR

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

NABEREZHNYE CHELNY

S.V. DMITRIEV
R.M. KHISAMUTDINOV

NIZHNY NOVGOROD

S.V. GOLUBEV

OMSK

V.N. KOSTIUKOV

OREL

Yu.S. STEPANOV
G.A. KHARLAMOV

ORENBURG

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

RYBINSK

V.F. BEZIAZYSHNY
V.V. NEPOMILUEV
A.N. SEMENOV

SAMARA

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

ST.-PETERSBURG

V.F. KUZMIN
E.V. SHALOBAEV

TULA

V.V. PREYS

TOLLIATI

A.I. RYZHKOV

KHABAROVSK

V.A. LASHKO

Ukraine

KIEV

A.S. ZENKIN
V.A. MATVIENKO

DNETSK

A.N. MIKHAILOV

SEVASTOPOL

E.L. PERVUKHINA

Belarus

MINSK

V.L. BASINJUK
M.L. KHEIFETZ

GOMEL

V.E. STARZHINSKI

ISRAEL

V.M. BEDRIN

POLAND

P.LEBKOVSKI
E. LUNARSKI

Executive editors of current issue:

Yu.A. CHICHOV, I.M. GLIKMAN

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

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ СБОРОЧНОГО ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.562:621

А.С. Горелов, канд. техн. наук, **В.В. Прейс**, д-р техн. наук,
Е.А. Саввина, канд. техн. наук (Тулский государственный университет)
E-mail: preys@klax.tula.ru

Экономическая оценка планов статистического контроля качества и регулирования автоматизированной сборки многоэлементных изделий

Рассмотрены вопросы экономической оценки планов статистического выборочного контроля качества, совмещенного со статистическим регулированием процесса автоматизированной сборки многоэлементных изделий, что позволяет выбрать оптимальный план контроля, обеспечивающий требуемый уровень качества собираемых изделий при минимальных затратах на проведение контроля с учетом характеристик надежности и затрат на организацию наладки сборочного оборудования.

Problems of economic evaluation of the continuous selective control plans of the quality, mated with statistical regulation of process of the automated assembly of multielement products, that allows to select the optimum control plan, ensuring the required quality level of assembling products at minimum costs on control procedure with allowance for of reliability characteristics and costs for adjusting organization of assembling machinery are considered.

Ключевые слова: автоматизированная сборка, статистическое регулирование, непрерывный выборочный контроль, план контроля.

Keywords: automated assembly, statistical regulation, continuous selective control, control plan.

Качество многоэлементных изделий, собираемых на автоматических роторных линиях (АРЛ), обеспечивается, прежде всего, высокими требованиями к надежности основных технологических систем АРЛ. Для управления качеством автоматизированной сборки изделий в структуре АРЛ используют контрольные устройства и информационно-управляющую систему, которые обеспечивают сплошной контроль наличия комплектующих элементов в потоке, управление системами автоматической загрузки и удаление некомплектных изделий из общего потока [1].

Однако вследствие ненадежной работы самих контрольных устройств и систем АРЛ всегда существует реальная вероятность попадания в выходной поток некомплектных (бракованных) изделий. Поэтому важным элементом управления качеством сборки многоэлементных изделий массового выпуска остается непрерывный выборочный контроль комплектности изделий, базирующийся на применении статистических методов [2].

Статистический выборочный контроль качества продукции является универсальным инструментом, позволяющим гарантировать средний уровень качества.

Статистическое регулирование технологического процесса, напротив, определяется состоянием процесса и оборудования, но не дает гарантий удовлетворительного качества. Это связано с тем, что в данном случае отсутствуют процедуры воздействия на поток выпущенной продукции (накопление, разбраковка, отбраковка) и воздействие осуществляется только на технологический процесс и оборудование.

Поэтому представляет практический интерес задача совмещения статистического выборочного контроля и статистического регулирования [3] для контроля качества автоматизированной сборки на АРЛ многоэлементных изделий массового выпуска.

Решение задачи основано на экономической оценке и выборе такого плана статистического выборочного контроля, который гарантирует изготовителю приемлемые затраты, связанные не только с контролем качества собираемых изделий, но и с характеристиками надежности и организацией наладки сборочного оборудования [4].

Общие затраты Z_{Σ} , связанные с контролем качества изделий и наладкой оборудования, определяют как сумму четырех составляющих:

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4, \quad (1)$$

где Z_1 — затраты собственно на процедуру статистического выборочного контроля;



Z_2 – убытки, связанные с ложной отбраковкой годных изделий;

Z_3 – убытки, связанные с ложной приемкой бракованных (некомплектных) изделий;

Z_4 – затраты на наладку сборочного оборудования.

Для определения общих усредненных затрат применяют такую величину, как объем продукции N_c за цикл "налаженный и разлаженный процесс":

$$N_c = \frac{\Pi_{ц}}{\lambda} + i + \frac{1-0,5 q_1}{f q_1}, \quad (2)$$

где $\Pi_{ц}$ – цикловая производительность сборочной АРЛ, шт./ч;

λ – интенсивность потока отказов, $\lambda = \frac{1}{T_o}$, ч⁻¹

(T_o – наработка на отказ);

i – объем накопителя;

q_1 – доля брака (некомплектных изделий) при разлаженном технологическом процессе сборки.

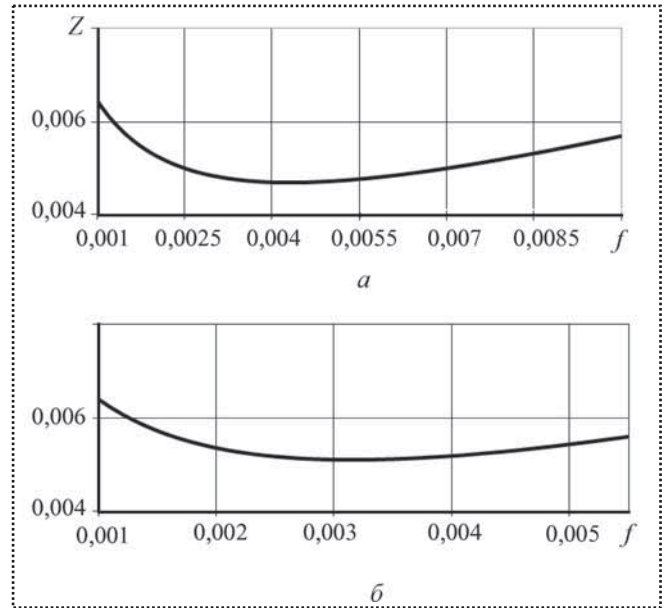
Тогда общие усредненные затраты

$$Z = \frac{Z_{\Sigma}}{N_c}. \quad (3)$$

Составляющие общих затрат определяются в зависимости от вида плана непрерывного выборочного контроля.

В случае использования одностадийного плана автоматизированного непрерывного выборочного контроля модели ACSP-1 контролируют каждое f^{-1} изделие, а текущая последовательность i изделий, выпущенных АРЛ, находится в накопителе. При появлении среди выборочно контролируемых изделий некомплектного объема накопителя уводится из потока на разбраковку, а АРЛ налаживается [2]. Для этого плана зависимости составляющих общих затрат в формуле (1) могут быть представлены в виде:

$$\begin{cases} Z_1 = bf \left[(1 + i q_0) \frac{\Pi_{ц}}{\lambda} + (1 + i q_1) \frac{1-0,5 q_1}{f q_1} \right]; \\ Z_2 = 0; \\ Z_3 = a_2 \left[(q_0 - f q_0 - i f q_0^2) \frac{\Pi_{ц}}{\lambda} + (1 - f - i f q_1) \frac{1-0,5 q_1}{f} \right]; \\ Z_4 = c_2 \left[q_0 f \frac{\Pi_{ц}}{\lambda} + \frac{(1-0,5 q_1) \lambda}{f q_1 \Pi_{ц}} \right], \end{cases} \quad (4)$$



Изменение общих усредненных затрат Z , связанных со статистическим выборочным контролем качества изделий и наладкой сборочной АРЛ, в зависимости от частоты f контроля (для плана ACSP-1)

a – для плана ACSP-1; b – для плана CSP-1

где b – удельные (по отношению к себестоимости одного изделия) затраты на контроль одного изделия;

f – частота контроля;

i – объем накопителя;

q_0, q_1 – доля брака (некомплектных изделий) при налаженном и разлаженном технологическом процессе сборки соответственно;

a_2 – удельные (по отношению к себестоимости изделия) убытки при возврате изделия потребителем;

c_2 – удельная (по отношению к себестоимости изделия) стоимость наладки сборочной АРЛ.

В качестве примера на части a рисунка показано изменение общих усредненных затрат Z , рассчитанных по формулам (1)–(4), в зависимости от частоты f контроля. Расчет проводили для следующих исходных данных:

$$q_0 = 0,001; q_1 = 0,01; b = 0,05; a_2 = 0,8; c_2 = 200; \Pi_{ц} = 10\,800 \text{ шт./ч}; T_o = 8 \text{ ч}; i = 2000; f = 0,001 \dots 0,010.$$

Видно, что для рассматриваемого примера существует диапазон частоты контроля $f = 0,0042 \dots 0,0044$, в котором общие усредненные затраты Z , связанные со статистическим выборочным контролем и наладкой сборочной АРЛ, будут минимальны.

При использовании одностадийного плана модели CSP-1 контроль начинают со сплошной проверки



первого выпускаемого изделия и производят до тех пор, пока через контрольный орган не пройдет подряд i годных изделий. После этого начинают выборочный контроль с частотой f , продолжающийся до тех пор, пока не будет обнаружено некомплектное изделие. Сразу возобновляют сплошную проверку, до тех пор, пока не будет выполнено требование прохождения через контрольный орган подряд i комплектных изделий [2]. Для этого плана зависимости составляющих общих затрат из формулы (1) могут быть представлены в виде

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_1 = b \left[\frac{f}{f + (1-f)(1-q_0)^{i-1}} \frac{\Pi_{\text{ц}}}{\lambda} + \frac{1 - 0,5q_1 + ifq_1}{q_1(1-f)(1-q_1)^{i-1} + fq_1} \right]; \\ Z_2 = 0; \\ Z_3 = a_2 q_0 \left[1 - \frac{f}{(1-f)(1-q_0)^{i-1} + f} \right] \frac{\Pi_{\text{ц}}}{\lambda} + \\ + a_2 \left[1 - \frac{f}{(1-f)(1-q_1)^{i-1} + f} \right] \frac{1 - 0,5q_1 + ifq_1}{fq_1}; \\ Z_4 = c_2 \left[q_0 f \frac{\Pi_{\text{ц}}}{\lambda} \frac{(1 - 0,5q_1)\lambda}{fq_1 \Pi_{\text{ц}}} \right]. \end{array} \right. \quad (5)$$

На части b рисунка показано изменение общих усредненных затрат Z , рассчитанных по формулам (1)–(3) и (5), в зависимости от частоты контроля f . Расчет проводили для следующих исходных данных: $q_0 = 0,001$; $q_1 = 0,01$; $b = 0,4$; $a_2 = 0,8$; $c_2 = 200$; $\Pi_{\text{ц}} = 10\,800$ шт./ч; $T_0 = 8$ ч; $i = 10$; $f = 0,001 \dots 0,010$.

Видно, что для рассматриваемого примера существует диапазон частоты контроля $f = 0,0031 \dots 0,0032$, в

котором общие усредненные затраты Z , связанные со статистическим выборочным контролем и наладкой сборочной АРЛ, будут минимальны.

Реальные значения затрат в денежном выражении могут быть получены путем умножения общих усредненных затрат на себестоимость единицы продукции и объем выпущенной продукции.

Таким образом, предложенная методика экономической оценки планов статистического выборочного контроля, совмещенного со статистическим регулированием, позволяет изготовителю выбрать оптимальный план контроля, обеспечивающий требуемый уровень качества собираемых изделий при минимальных затратах на проведение контроля с учетом характеристик надежности и затрат на организацию наладки сборочного оборудования.

Библиографический список

1. **Прейс В.В.** Надежность автоматических роторно-конвейерных линий для сборки многоэлементных изделий // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2003. № 10. С. 17–22.
2. **Горелов А.С., Прейс В.В.** Управление качеством автоматизированной сборки многоэлементных изделий массового выпуска на основе статистических методов // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2012. № 1. С. 40–43.
3. **Горелов А.С., Прейс В.В., Саввина Е.А.** Определение параметров статистического регулирования технологического процесса на основе экономических показателей // Изв. ТулГУ. Технические науки. 2012. Вып. 1. С. 493–500.
4. **Горелов А.С.** Выбор плана непрерывного приемочного контроля с учетом состояния технологического оборудования // Изв. ТулГУ. Технические науки. 2011. Вып. 5. Ч. 3. С. 74–81.

СБОРОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЕГО ЭЛЕМЕНТЫ

УДК 62-755; 621.317.4

Р.М. Гоцеридзе, канд. техн. наук, С.В. Румянцев, инженер (МГТУ им. Н.Э. Баумана)
E-mail: Ruslan.Gotseridze@gmail.com

Устройство для статической балансировки изделий в жидкости

Рассмотрено устройство измерения статического дисбаланса изделий, использующее метод погружения в жидкость. Дано описание конструкции и метода измерения статического дисбаланса. Приведено устройство магниторезонансного подвеса, служащего в качестве опор и датчиков сил при измерении параметров дисбаланса.

The article pertains to area balancing technology. The article describes the device of the measurement steady-state imbalance of product, using method of the submersion in liquid. It is given description to designs and method of the measurement steady-state imbalance. The described device magnetic-resonance suspension, serving as fulcrum and sensor of force at measurement parameter imbalance.

Ключевые слова: магниторезонансный подвес, балансировочный станок, поплавковый чувствительный элемент, балансировка, измерение, уравнивание, чувствительность, датчик.

Keywords: magnetic-resonance suspension, balancing tool, floating detector element, balancing, measurement, balance, sensitivity, sensor.

Поплавковые приборы ориентации и навигации остаются на сегодняшний день одними из наиболее точных приборов при своей простоте и неприхотливости. До сих пор их используют в авиации и космонавтике как самые надежные, стабильные и удароустойчивые. Технология изготовления и сборки поплавковых приборов отработана, поэтому стоимость их производства невысока.

Точность поплавковых приборов в значительной степени зависит от точности балансировки их поплавковых чувствительных элементов (ПЧЭ) — инерционных датчиков.

Для измерения параметров неуровненности ПЧЭ применяют различные балансировочные станки и стенды, которые должны обеспечивать определенные требования чувствительности и точности измерений параметров неуровненности (дисбаланса).

Рассмотрим одно из подобных устройств, целью разработки которого являлось повышение производительности и точности за счет одновременного измерения параметров статической неуровненности.

Электрокинематическая схема, из которой можно понять принцип работы балансировочного устройства, показана на рис. 1.

Устройство содержит ванну 1 с балансировочной жидкостью. В ванне расположено основание 7, связанное с внешней 4 и внутренней 11 рамками, которые образуют карданов подвес вращения. Внутренняя рамка 11 предназначена для закрепления внутри нее балансируемого ПЧЭ 2 и связана с внешней рамкой 4 через электромагнитные опоры 3 и 12. Таким же образом внешняя рамка 4 связана с основанием 7 — посредством электромагнитных опор 8 и 13. Для предотвращения повреждения полюсов электромагнитных опор в опорах рамок предусмотрены по две пары подушек 6 и 9, на которые опираются грани призм 5 и 10, заделанных соответственно в оси внешней 4 и внутренней 11 рамок.

Электромагнитные опоры 3 и 12, установленные на продольной оси внутренней рамки, подключены к блоку управления 15, а электромагнитные опоры 8 и 13 — к блоку управления 16. Блоки управления 15 и 16 имеют одинаковую конструкцию и содержат генераторы переменного напряжения и блоки конденсаторов, образующие с обмотками магнитных опор резонансные колебательные контуры. Решающий блок 14 производит обработку сигналов, поступающих от вертикальных обмоток магнитных опор, и осуществляет ин-

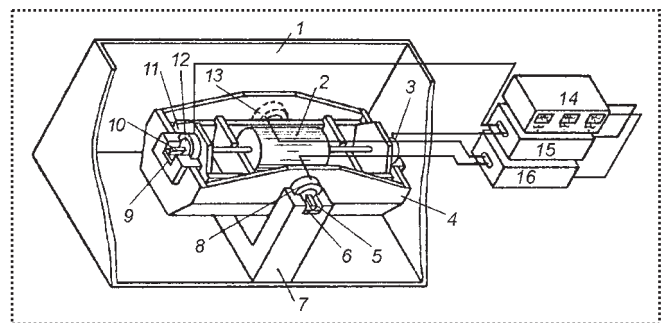


Рис. 1. Устройство для статической балансировки изделий в жидкости

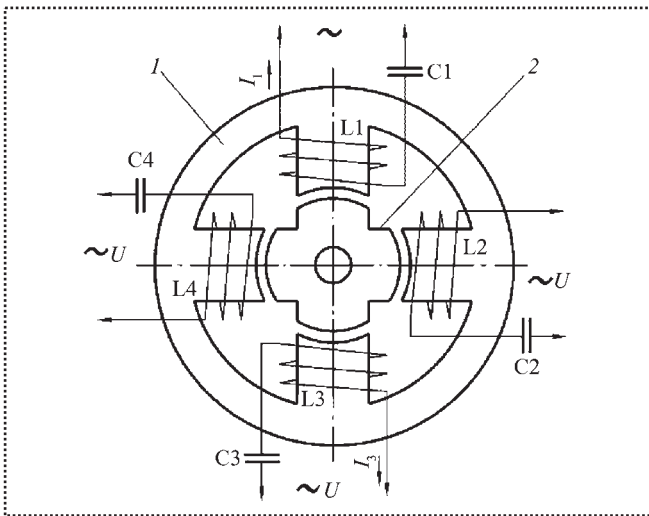


Рис. 2. Электромагнитная опора

дикацию значений неуровненности балансируемого изделия.

Устройство электромагнитной опоры, в качестве которой использована схема магниторезонансного подвеса переменного тока, показано на рис. 2. Магниторезонансный подвес включает в себя статор 1 и ротор 2, выполненные из магнитомягкого материала (ферромагнетика). Роторы посажены на осях внутренней 11 и внешней 4 рамок, статоры закреплены в соответствующих отверстиях основания 7 и внешней рамки 4 (см. рис. 1).

На статоре магниторезонансного подвеса (см. рис. 2) установлены обмотки возбуждения L1–L4, каждая из которых через соответствующий конденсатор C1–C4 связана с источником переменного напряжения, образуя четыре колебательных контура, настроенных на частоту, близкую к частоте колебаний генератора. При протекании тока через обмотки создается радиальная электромагнитная сила, удерживающая ротор в центральном положении. Кроме того, поскольку ротор имеет полюса, будет иметь место электромагнитный момент, удерживающий ротор относительно оси вращения.

Помимо создания магнитной подвески ротора, магниторезонансный подвес является датчиком вертикальной радиальной силы за счет того, что при действии вертикальных сил (от несбалансированности изделия) будет возникать разность электрического тока в обмотках L1 и L3. По величине разностного тока $\Delta I = I_1 - I_3$ можно судить о величине действующей на магнитную опору силы от неуровненности изделия, т.е. $F = f(\Delta I)$.

Для стабильной работы магниторезонансного подвеса необходимо применение механического или электрического демпфирования. В рассматриваемом

устройстве использовано механическое демпфирование за счет применения балансирующей жидкости, заполняющей ванну с устройством.

Устройство работает следующим образом.

В ванну 1 (см. рис. 1) заливают балансирующую жидкость до такого уровня, чтобы балансируемый поплавковый элемент 2, закрепленный на рамке 11, оказался погруженным в жидкость (при необходимости балансировку можно проводить и на воздухе).

Момент статической неуровненности поплавка вокруг его продольной оси определяют путем измерения радиальных сил, действующих на магнитные опоры 13 и 8 наружной рамки 4, при двух взаимно перпендикулярных положениях поплавкового чувствительного элемента 2 в рамке 11. Все радиальные силы, действующие на магнитную опору, определяют как величину, пропорциональную разности токов в вертикальных обмотках статора $F = f(\Delta I)$.

Остаточную силу тяжести (или плавучесть) P и момент дифферента D ПЧЭ вокруг поперечной горизонтальной оси определяют путем измерения радиальных сил, действующих на магнитные опоры 12 и 3 внутренней рамки 11.

Блок-схема решающего блока, на выходе которого получаются значения параметров неуровненности $M_{ст}$, P и D , показана на рис. 3. Сигналы, пропорциональные разностным токам $\Delta I_1, \Delta I_2, \Delta I_3, \Delta I_4$ вертикальных обмоток магнитных опор поступают на усилители-преобразователи 1–4, на выходе которых получаются сигналы, пропорциональные силам от параметров

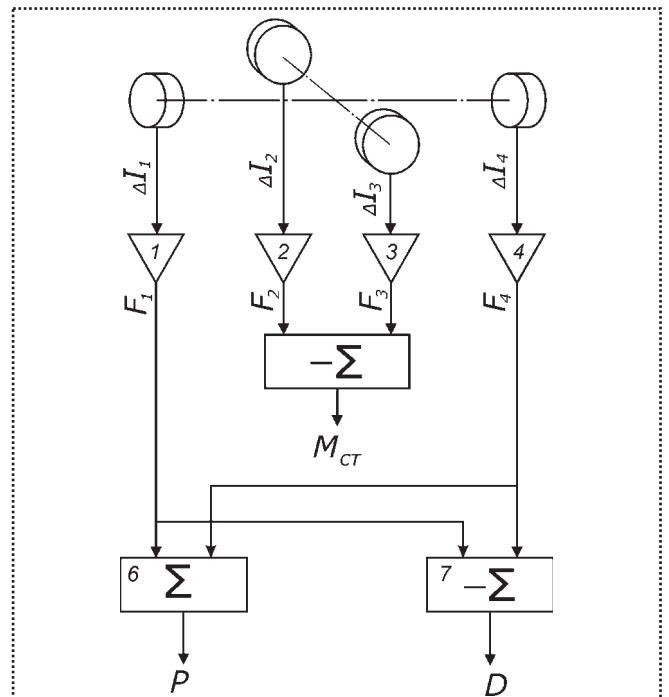


Рис. 3. Электронный измерительный блок



неуравновешенности. Эти сигналы поступают на блоки суммирования и вычитания 5–7. На выходе блока вычитания 5 получается сигнал, несущий информацию о величине статического момента $M_{ст}$. С блока суммирования 6 снимается значение остаточной силы тяжести (плавучести) P , а с блока вычитания 7 – значение момента дифферента D .

Выводы

1. При измерениях момента статической неуравновешенности вокруг продольной оси подвеса поплавкового элемента 2 (см. рис. 1) и момента его дифферента, рамки 4 и 11 карданова подвеса будут удерживаться магнитными опорами 12, 3, 8, 13 как в радиальном, так и в тангенциальном направлениях на каждой из осей подвеса. При этом достигается высокая точность и чувствительность измерений, так как отсутствует механическое трение в опорах вследствие того, что оси рамок подвешены в магнитных полях. Величины токов в вертикальных обмотках магнитного подвеса будут про-

порциональны соответствующим параметрам неуравновешенности изделия.

2. Данное устройство может быть использовано для статической балансировки других видов изделий, и не только в жидкости, но и на воздухе. Для этого предусмотрена особая конструкция рамки 11 корытообразной формы, за счет чего при заполнении ванны 1 жидкостью внутреннее пространство рамки 11 остается изолированным от жидкости. Изменением уровня жидкости в ванне 1 можно компенсировать остаточную силу тяжести рамки 11 и тем самым разгрузить все магнитные опоры при сохранении демпфирующего действия жидкости.

Библиографический список

1. А.с. СССР № 1306296, Кл. G 01 M 1/12, 1985. Устройство для балансировки поплавковых чувствительных элементов.

2. Гоцеридзе Р.М. Фазовый метод измерения плавучести и дифферента поплавковых чувствительных элементов // Техника машиностроения. 2002. № 1.

УДК 621.757

Ю.З. Житников, д-р техн. наук, профессор (Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярёва, г. Ковров), **Б.Ю. Житников**, д-р техн. наук (Владимирский юридический институт, г. Владимир), **Д.С. Воркуев**, канд. техн. наук (завод им. В.А. Дегтярёва, г. Ковров)
E-mail: kgta_tms@mail.ru

Многошпиндельный гайковерт повышенной точности на основе дифференциальных механизмов, механизмов свободного хода, муфт предельного момента с переключением вращений

Приведена кинематическая схема многошпиндельного гайковерта с обеспечением стабильно высокой точности затяжки групповых резьбовых соединений.

The kinematic scheme of the multi-spindle screwdriver with maintenance of stably high accuracy of an inhaling of group carving connections is resulted.

Ключевые слова: многошпиндельный гайковерт, точность, кинематическая схема, осевая сила.

Keywords: multi-spindle screwdriver, accuracy, kinematic scheme, axial force.

В работе [1] приведена кинематическая схема многошпиндельного гайковерта на основе дифференциальных механизмов, механизмов свободного хода хра-

пового типа, муфт предельного момента с переключением вращений с быстроходной, но маломоментной ветви вращения шпинделя, обеспечивающей завинчивание и предварительную затяжку резьбовых соединений, на тихоходную, но высокомоментную – для окончательной затяжки. В этих гайковертах контроль предварительной затяжки осуществляется по моменту при помощи муфт предельного момента, а контроль окончательной затяжки – по углу поворота резьбовых деталей.

Недостатком данной кинематической схемы является то, что погрешности осевых сил затяжки могут лежать в диапазоне 3...6 % от номинальных значений. Такой разброс погрешностей объясняется тем, что муфты предельных моментов расположены перед дифференциальными механизмами и кинематически не связаны с механизмами свободного хода храпового



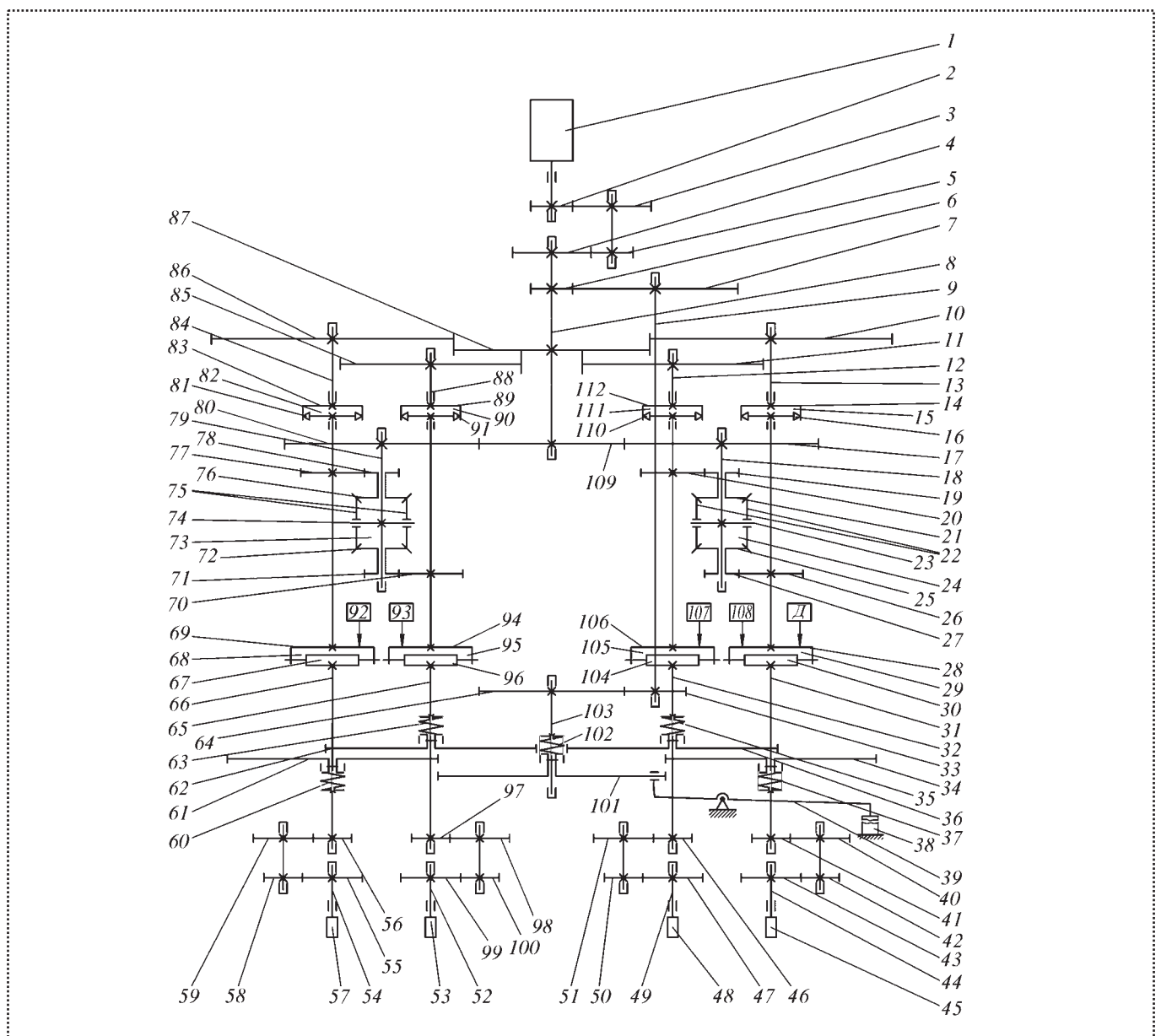
типа. Это приводит к тому, что при завершении за-
винчивания одной из резьбовых деталей, кинемати-
чески связанной с дифференциальным механизмом,
ее вращение на мгновение прекратится, и вновь воз-
бновится по тихоходной, но высокомоментной
ветви.

Другая резьбовая деталь данного дифференциаль-
ного механизма начнет вращаться в два раза быстрее,
завершая процесс завинчивания. За этот промежуток
времени первая деталь может завершить предвари-
тельную затяжку и даже затянуться на больший мо-
мент. При завершении завинчивания второй резьбо-

вой детали сработает муфта предельного момента, от-
ключая вращение.

При настройке муфты предельного момента на
момент, равный 2,5 % от номинального значения, по-
грешность первого резьбового соединения будет от-
личаться от второго на эти 2,5 %.

Для исключения описанного явления предлагает-
ся оригинальная кинематическая схема многшпин-
дельного гайковерта, представленная на рисунке, в
котором муфты предельного момента расположены
после дифференциальных механизмов и кинематиче-
ски связаны с механизмами свободного хода.



Многшпindelный гайковерт



Гайковерт имеет две ветви вращения: быстроходную, но маломоментную и тихоходную, но высокомоментную.

По **быстроходной ветви** вращения передается от электродвигателя 1 через зубчатые передачи 2, 3 и 4, 5 на вал 8, на котором жестко закреплена шестерня 109. Вращение от шестерни передается по двум кинематическим цепям.

По **первой** – от шестерни 109 к зубчатому колесу 17, закрепленному на валу 18 дифференциального механизма 24. К валу жестко закреплено водило 23, на концах которого с возможностью вращения расположены сателлиты 22. От сателлитов вращение передается по двум кинематическим цепям:

- по одной – от сателлитов к сдвоенной шестерне 25, 27 и далее к зубчатому колесу 26, на муфту предельного момента 29 зубчатого типа или кулачкового, к валу 31. От вала через зубчатые передачи 41, 40 и 42, 43 к шпинделю 44, на конце которого расположен патрон 45 для удержания резьбовой детали;

- по другой – вращение от сателлитов 22 передается к сдвоенной шестерне 21, 19 и далее к зубчатому колесу 20, на муфту предельного момента 105 к валу 32. От вала через зубчатые передачи 46, 51 и 50, 47 – к шпинделю 49 и патрону 48.

По **второй** кинематической цепи вращение от шестерни 109 передается зубчатому колесу 80, закрепленному на валу 79 дифференциального механизма 73. К валу жестко закреплено водило 74, на концах которого с возможностью вращения расположены сателлиты 75. От сателлитов вращение передается по двум кинематическим цепям:

- по одной – от сателлитов к сдвоенной шестерне 76, 78 и далее к зубчатому колесу 77 на муфту предельного момента 68, к валу 66, через зубчатые передачи 56, 59 и 58, 55 к шпинделю 54 и к патрону 57;

- по другой кинематической цепи вращение от сателлитов 75 передается к сдвоенной шестерне 72, 71 и далее к зубчатому колесу 70, на муфту предельного момента 95, к валу 65, через зубчатые передачи 97, 98 и 100, 99 к шпинделю 52 и к патрону 53.

По **тихоходной, но высокомоментной ветви** вращение передается от электродвигателя 1 через зубчатые передачи 2, 3; 4, 5 и 6, 7 на вал 9, через зубчатую передачу 33, 64 и далее на вал 103, на втором конце которого расположена поджатая пружиной 102 подвижная вдоль оси вала шестерня 101. Шестерня не взаимодействует с зубчатыми колесами 34, 36, 62, 61. При переключении вращения с быстроходной, но маломоментной на тихоходную, но высокомоментную ветвь вращения рычаг 39, приводимый в движение электромагнитной муфтой 38, вводит в зацепление шестерню 101 с поджатыми пружинами 37, 35, 63, 60 колесами

34, 36, 62, 61. Далее вращение передается по четырем кинематическим цепям к патронам:

- к патрону 45 вращение передается от шестерни 101 к колесу 69, через зубчатые передачи 41, 40 и 42, 43;

- к патрону 48 – от шестерни 101 к колесу 36, через зубчатые передачи 46, 51 и 50, 47;

- к патрону 57 – от шестерни 101 к колесу 61, через зубчатые передачи 56, 59 и 58, 55;

- к патрону 53 – от шестерни 101 к колесу 62, через зубчатые передачи 97, 98 и 100, 99.

Для уравнивания крутящих моментов на шпинделях и преодоления случайного повышения момента сопротивления в резьбовых соединениях в процессе завинчивания и предварительной затяжки имеются дополнительные кинематические цепи, по которым передается вращение при остановке одной из кинематических цепей на выходе дифференциального механизма. Например, при остановке кинематической цепи от сдвоенной шестерни 25, 27 до шпинделя 44 из-за случайного возрастания момента сопротивления в резьбовом сопряжении, вращение передается от электродвигателя 1 через зубчатые передачи 2, 3 и 4, 5 на центральную шестерню 87 к зубчатому колесу 10 на вал 13 к механизму свободного хода 15 храпового типа. До момента остановки кинематической цепи на выходе из дифференциального механизма вращение от ведущей обоймы 14 к ведомой 16 не передавалось, так как скорость вращения обоймы 14, на которой расположена собачка меньше, чем обоймы 16, на которой расположено храповое колесо. Следовательно, собачка входит в зацепление с зубом храпового колеса и вращение с меньшей угловой скоростью, но с большим крутящим моментом передается на вал 31 и далее через зубчатые передачи 41, 40 и 42, 43 к шпинделю 44. По аналогии – при остановке кинематической цепи от сдвоенных шестерен 21, 19 до шпинделя 49 вращение передается от электродвигателя 1 через зубчатые передачи 2, 3 и 4, 5 на центральную шестерню 87, далее к зубчатому колесу 11, к валу 12, через механизм свободного хода 111 на вал 32 и далее через зубчатые передачи 46, 51 и 50, 47 к шпинделю 49.

При остановке шпинделя 54 вращение от электродвигателя 1 через зубчатые передачи 2, 3 и 4, 5 передается на центральную шестерню 87, далее к зубчатому колесу 86, валу 84, через механизм свободного хода 82 на вал 66 и далее через зубчатые передачи 56, 59 и 58, 55 к шпинделю 54. При остановке шпинделя 52 вращение от электродвигателя 1 через зубчатые передачи 2, 3 и 4, 5 передается на центральную шестерню 87, далее зубчатому колесу 85, к валу 88, через механизм свободного хода 90 на вал 65 и далее через зубчатые передачи 97, 98 и 100, 99 к шпинделю 52.



Многошпиндельный гайковерт работает следующим образом.

Нажатием кнопки "пуск" пускают двигатель. Начинается процесс автоматизированного наживления, завинчивания и предварительной затяжки резьбовых деталей, а при ручном наживлении – процесс завинчивания и предварительной затяжки. Вращение к шпинделям передается по быстроходной, но маломоментной ветви вращения. В случае, если по любой из причин: мгновенного перекаса осей, саблевидности ввинчиваемой резьбовой детали, наличия на резьбе местной забоины, резко возрастет момент сопротивления в резьбе, например, сработает дифференциальный механизм 24, и кинематическая цепь от шпинделя 43 до сдвоенной шестерни 25, 27 дифференциального механизма остановится. Второй шпиндель 49 данного дифференциала начинает вращаться с удвоенной скоростью. В это время собачка на ведущей обойме 14 механизма свободного хода 15 войдет в зацепление с зубом храпового колеса, расположенного на ведомой обойме 16, и к шпинделю будет передаваться вращение с меньшей угловой скоростью, но с большим крутящим моментом, что позволяет преодолеть возросшее сопротивление в резьбовом соединении. Когда моменты сопротивления на обеих кинематических цепях дифференциала 24 уравниваются, начинается совместное вращение двух шпинделей – 44 и 49. Подобные переключения могут возникнуть и во втором дифференциальном механизме или повториться на обоих.

В момент, когда одна из резьбовых деталей окончит процесс завинчивания и должен начаться процесс предварительной затяжки, резко возрастет момент сопротивления вращения шпинделя, он (например, шпиндель 49) на мгновение остановится, а шпиндель 44 будет вращаться в два раза быстрее, компенсируя свое отставание в завинчивании от шпинделя 49. В это время собачка, расположенная на ведущей обойме 112, механизма свободного хода 111, войдет в зацепление с зубом храпового колеса, расположенного на ведомой обойме 110, и шпиндель 49 по тихоходной, но высокомоментной кинематической цепи начнет предварительную затяжку. При достижении требуемого момента затяжки срабатывает муфта предельного момента 105 и начинается процесс проскальзывания ее полумуфт 106, 104, а предварительная затяжка резьбового соединения прекратится. По второй кинематической цепи дифференциального механизма 24, связанной со шпинделем 44, будут продолжаться процессы завинчивания и предварительной затяжки до требуемого момента, после чего произойдет срабатывание муфты предельного момента 29. Ее полумуфты 28, 30 начнут проскальзывать, не передавая вращение на шпиндель 44.

Аналогичные переключения вращений с быстроходной на тихоходную ветвь происходят при помощи дифференциального механизма 73 и механизмов свободного хода 82, 90 при входе в зацепление собачек ведущих обойм 89, 83 с храповыми колесами ведомых обойм 91, 81 механизмов свободного хода 82, 90. А муфты предельного момента 68 и 95 за счет проскальзывания их полумуфт – 94, 96 и 69, 67 отключают вращения шпинделей 54, 52 при достижении на них требуемых значений моментов предварительной затяжки.

Переключение вращения с быстроходной ветви вращения на тихоходную позволяет при помощи дифференциального механизма уравнивать моменты сопротивления на шпинделях гайковерта и способствует сведению к минимуму неодновременности прижатия резьбовыми соединениями скрепляемых узлов и деталей. Установка муфт предельного момента 29, 105, 68, 95 на выходных кинематических цепях после дифференциальных механизмов позволяет отключать вращение при достижении на каждом шпинделе требуемого значения момента предварительной затяжки.

При срабатывании муфт предельного момента 29, 105, 68, 95 подвижные полумуфты 28, 106, 94, 69 при взаимодействии с зубьями неподвижных полумуфт 30, 104, 96, 67 совершают перемещение вдоль осей ведущих валов, замыкая конечные выключатели 108, 107, 92, 93, а следовательно, и электрические цепи питания электромагнита 38, и контактный датчик *D* в электрической цепи отсчета импульсов срабатывания одной из полумуфт, например 28 (электрическая схема условно не показана). Электромагнит при помощи рычага 39 вводит в зацепление подвижную шестерню 101 с подпружиненными колесами 34, 36, 62 и 61. Начинается передача вращения по тихоходной, но высокомоментной ветви вращения по кинематическим цепям к каждому шпинделю гайковерта. Происходит синхронная окончательная затяжка резьбовых соединений. Контроль моментов затяжки производится по углу поворота резьбовых деталей, соответствующим определенному значению числа импульсов датчика *D*. Срабатывает счетчик импульсов системы контроля угла затяжки, и реле отключает двигатель (условно не показаны).

Процесс высококачественной, т.е. высокоточной, затяжки резьбовых соединений с обеспечением герметичности стыков, скрепляемых узлов и деталей, завершится.

Следовательно, благодаря предложенной кинематической схеме многошпиндельного гайковерта обеспечена стабильно высокая точность осевых сил затяжки групповых резьбовых соединений.

Библиографический список

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

УДК. 621.757:882.082.8

Л.Н. Данилова, канд. техн. наук, доцент
(Национальный технический университет Украины "Киевский политехнический институт")
E-mail: ldanylova@bigmir.net

Определение осевой силы сверления концевой частью самореза

Использование резьбовых соединений прогрессивных технологий сокращает затраты и время на сборочные работы и обеспечивает возможность применения средств автоматизации. Описаны результаты экспериментально-аналитического определения осевой силы сверления концевой частью самореза. Диапазон ее значений совместим с силой, определенной для формирования качественной резьбы, что позволяет применение общего для нарезания и формирования резьбы процесса установки саморезующих резьбоформирующих винтов.

Self-tapping screws provide an economical means of assembling component and time of installation and allows the use of automation. In article are stated results of experimental studies of drilling and thread-forming processes by selfdrill threadforming screws and showed 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: самосверлящий резьбоформирующий винт, сборка, осевая сила сверления, сборочное устройство.

Keywords: self-tapping screws, axial force, technological process of assembling.

Высокая применяемость резьбовых соединений, а на их долю приходится до 35 % трудоемкости сборочных работ, определяет развитие средств автоматизации резьбовозавинчивания.

Широко распространены самосверлящие резьбоформирующие (СР) винты, к преимуществам которых можно отнести сокращение необходимых для сборки предварительных операций, повышение точности, стопорящих свойств и качества резьбы. Поскольку процесс сборки с применением СР винтов заключается в последовательном выполнении двух разнохарактерных операций – сначала сверления, а затем накатывания резьбы, то технологический процесс установки таких винтов должен заключаться либо в

последовательном выполнении двух традиционных способов, либо быть компромиссным.

Применение осевой силы при резьбоформировании позволяет определить компромиссные режимы для установки СР винта, причем компромисс достигается со стороны операции сверления, так как качество соединения определяется качеством резьбы. Соизмерность длины и диаметра сверлящей части СР винта конструктивно предполагает высокие осевую прочность и жесткость, а разовый характер использования позволяет существенно, по сравнению с традиционным процессом, изменять параметры режимов резания при сверлении определяющим фактором выступает подача на оборот. Известно, что ограничения на допустимую величину подачи налагаются из условий прочности сверла на изгиб, скручивание и прочности режущих кромок сверла.

Малая длина сверла винта обуславливает то, что поломке его стержня предшествует хрупкое разрушение его кромок. Все виды разрушений режущих кромок сверла можно разделить на три группы [1]:

- 1) локальные разрушения, не нарушающие работы сверла и не выходящие за пределы стачиваемого слоя, определяемого величиной критического износа;
- 2) локальные разрушения, не нарушающие работы сверла, но вызывающие необходимость стачивания дополнительного слоя при переточке;
- 3) разрушения, вызывающие невозможность дальнейшей работы.

При определении параметров сверления концевой частью СР винта, учитывая разовый характер применения сверла, нужно ориентироваться на ограничения, налагаемые условиями прочности режущих кромок, которые соответствуют второй группе возможных разрушений. Известна эмпирическая зависимость для определения подачи S при обработке конструкционных сталей, соответствующей прочности режущих кромок сверла:

$$S = 0,064 D^{0,6},$$

где D – диаметр сверла.

Однако в данном случае сверло является частью крепежной детали, изготовленной из стали, отличаю-



шейся по своим свойствам от инструментальных материалов. Наиболее благоприятной для холодной высадки является сталь, имеющая такую структуру, как зернистый перлит, или стали 20, 25, 45 с дальнейшей термической обработкой готового изделия.

Результаты исследований сил, возникающих на режущих кромках, показывают, что все составляющие силы резания значительно увеличиваются по направлению к оси, а величина ломающей силы не зависит от диаметра. Ослаблению центральных участков способствует характер изменения передних и задних углов. В то же время интенсивность износа достигает максимальных значений на периферийных участках, где сила резания невелика [2]. Это заключение позволяет для наших условий считать подачу на оборот не определяющим фактором, а величиной условной и вместо принудительной подачи сверла применить постоянную осевую силу, компромиссную для сверления и резбоборирования.

Поскольку предполагается установку СР винта вести с постоянной осевой силой, то интерес представляет величина допустимой осевой силы для концевой части сверла.

Существующие эмпирические зависимости для определения осевой силы при сверлении определены для сверл из быстрорежущей стали и поэтому не могут быть использованы, больше подходит методика аналитико-эмпирического расчета параметров сверления Виктора–Шпура [3]. Эта методика позволяет учитывать влияние толщины стружки на силовые параметры сверления. Удельное усилие резания, которое необходимо для снятия стружки единичной площади K_s изменяется с толщиной стружки по показательной зависимости от h^z (где h – толщина стружки) и не является постоянным параметром материала. Чтобы получить постоянное исходное значение, определяют так называемое значение удельной силы резания $K_{s1.1}$ – это постоянная сила резания, необходимая чтобы срезать стружку толщиной $h = 1$ мм и шириной $b = 1$ мм, зависящая от свойств обрабатываемого материала. Взаимосвязь между K_s и $K_{s1.1}$ записывается как $K_s = \frac{K_{s1.1}}{h^z}$, тогда сила резания

$$F_s = b h^{-z} K_{s1.1}.$$

Силу резания при сверлении нельзя измерить непосредственно, ее можно рассчитать с помощью крутящего момента $M_T = F_s x$, где расстояние x между точками приложения пары сил F_{s1} и F_{s2} определяется приблизительно как $x = 0,5 D$. Осевая сила при сверлении также определяется по зависимости $P_s = D h^{1-y} K_{v1.1}$. Постоянная величина $K_{v1.1}$ определяется как основное значение удельной осевой силы. Показатели степени $(1-z)$, $(1-y)$, а также значения

$K_{s1.1}$ и $K_{v1.1}$ определены экспериментально. Настоящая методика позволяет определять параметры резания при сверлении концевой частью самосверлящего резбоборформирующего винта, так как входящие в формулы момента и осевой силы удельные силы резания и подачи не зависят от материала режущей части.

Аналитико-экспериментальное определение рациональной осевой силы сверления концевой частью самореза производят в такой последовательности:

- 1) экспериментально определяют ряд значений осевой силы при сверлении в диапазоне от максимальной силы, при которой разрушаются режущие кромки, до минимальной, при которой сверление невозможно, для одного из типоразмеров СР винта;
- 2) из таблиц выбирают зависящие от обрабатываемого материала значения постоянных $K_{s1.1}$ и $K_{v1.1}$;
- 3) рассчитывают средний для выбранного диаметра показатель $1 - y$, соответствующий настоящим условиям резания, а именно: период стойкости сверла составляет один цикл резания, геометрия сверла нестандартная, сверло изготовлено из материала, используемого для самонарезающих винтов;
- 4) рассчитывают осевые силы, соответствующие другим типоразмерам;
- 5) выбирают показатель степени $1 - z$ в зависимости от ранее рассчитанного $1 - y$ и определяют крутящий момент $M_{кр}$ резания в том же диапазоне;
- 6) рассматривают вероятность попадания параметров резбоборирования в диапазон параметров сверления концевой частью.

Эксперимент проводили с целью определения допустимого значения осевой составляющей силы резания при сверлении и резбоборировании. Для определения граничных значений осевой нагрузки по критериям наибольшего износа режущих кромок и возможности выполнить сам процесс сверления осуществлялось сверление с тарированной нагрузкой и фиксацией частоты вращения сверла. Далее получали образцы сформированного профиля резьбы как при отсутствии осевого нагружения так и при тарированном нагружении различной степени, вплоть до максимально допустимой условиями сверления. Резьбовые отверстия в образцах (рис. 1), состоящих из двух плотно сжатых брусков, в дальнейшем были разрезаны на пробы.

Стенд для исследований показан на рис. 1, а и включает приспособление, конструкция которого изображена на рис. 2, и шпиндель, закрепленный в патроне сверлильного станка и имеющий базовую поверхность для установки грузов.

Сборка СР винтами подразумевает последовательное выполнение двух разнохарактерных традиционных операций, выполняемых комбинированным ин-

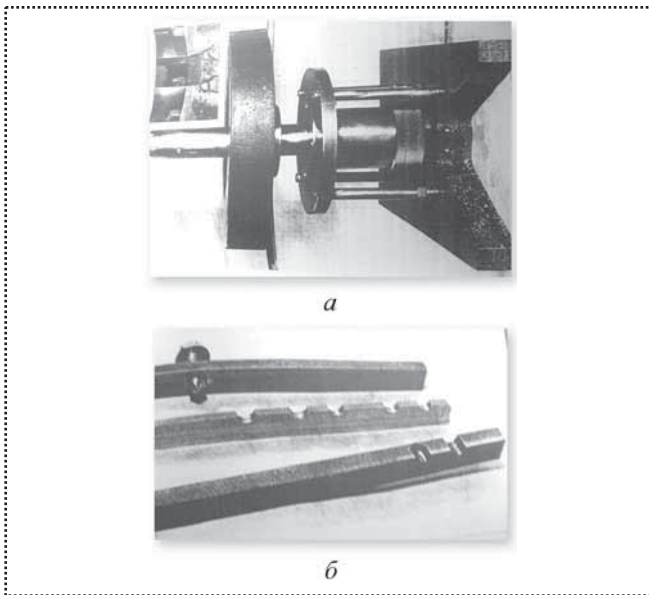


Рис. 1. Экспериментальная установка (а) и экспериментальные образцы (б)

струментом, который должен быть установлен и закреплен в приспособлении. Сложность заключается в том, что сверло требует жесткого базирования по двойной направляющей базе или предварительного центрирования для предотвращения увода, резьбовая

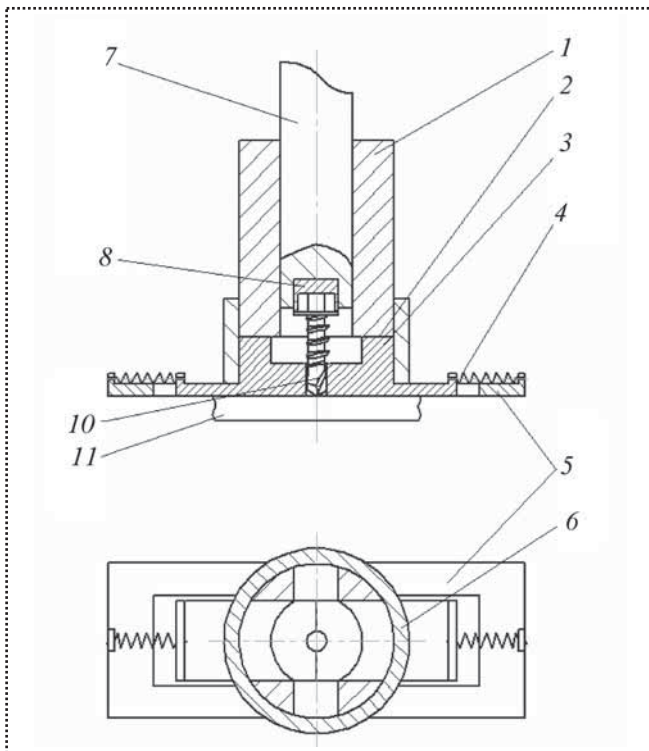


Рис. 2. Подающее устройство

часть направляется по просверленному концевой частью отверстию, при этом базирующие элементы должны обеспечивать проход головки винта в конце завинчивания.

Используемое для проведения эксперимента устройство содержит корпус 1 с пазами 2, в которых расположены с возможностью радиального перемещения секторы разрезанной кондукторной втулки 3. На основании 5 установлены пружины 4, соединенные с секторами кондукторной втулки 3. На наружной поверхности корпуса 1 установлено с возможностью осевого перемещения фиксирующее кольцо 6, а внутри корпуса установлен шпindelь 7 завинчивающего устройства с вкладышем 8, фиксирующим головку резьбовой детали 10. Шпindelь 7 имеет ступень большего диаметра для установки грузов (на рисунке не показано). Кондукторная втулка выполнена разъемной, состоящей из разводимых в разные стороны секторов, что позволяет проход головки винта при движении его вниз. Исполнение фиксатора в виде кольца, базируемого по наружной поверхности секторов кондукторной втулки, позволяет осуществить жесткое замыкание последних и обеспечить надежное базирование концевой части резьбовой детали в кондукторе.

Технологический процесс сборки реализуется в устройстве следующим образом. В начальный момент шпindelь 7 отведен вверх, а под основание 5 подведена деталь 11 для установки в ней резьбовой детали 10. Секторы кондукторной втулки 3 сведены вместе и зафиксированы кольцом 6. Винт 10 подается во внутреннюю зону корпуса 1, шпindelь 7 опускаясь, вводит винт в отверстие кондукторной втулки, при дальнейшем опускании осуществляется сверление. После опускания шпинделя на определенную величину, достаточную для засверливания и базирования винта в лунке и вкладыше 8, кольцо 6 поднимается. При этом секторы кондукторной втулки 3 под действием пружин 4 разводятся в стороны, пропуская головку винта 10. При дальнейшем опускании шпинделя процесс сверления продолжается, переходя в резьбоформирование. После завершения процесса шпindelь поднимается, секторы кондукторной втулки принудительно сводятся и фиксируются кольцом, устройство готово к следующему циклу.

Наиболее часто СР винты устанавливают в детали из материалов Д1, Д16, Ст5, сталь 20. Сталь 20 имеет наибольший предел прочности ($\sigma_b = 410$ МПа) и вызывает наибольший износ режущих кромок сверла, поэтому именно из этой стали были изготовлены образцы, а также из материала Д16. Сверление проводили с фиксированной нагрузкой из ряда 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400 Н, при этом фиксировали минимальную, достаточную для осуществления процесса



Таблица 1

Результаты проведения опытов

Нагрузка, Н	Частота вращения, мин ⁻¹
100	Не происходит
200	860
250	500
	350
	400
300	140
	130
	135
350	120
	160
	112
	125
400	800
	500
	550
	850

резания, нагрузку и максимальную, при которой происходит износ режущих кромок, отнесенный к третьей группе разрушений. Также фиксировали нагрузку, при которой происходит износ, который можно отнести ко второй группе, результаты сведены в табл. 1.

Наибольшая и наименьшая нагрузки дают похожие и нестабильные результаты. В первой и второй сериях нагрузка недостаточна для протекания про-

цесса резания, а максимальная нагрузка вызывает критический износ режущих кромок и перемычки, что тоже делает процесс невозможным. Все остальные значения составляют диапазон, в котором процесс сверления возможен.

Дальнейшая установка СР винта возможна либо со снятием нагрузки после выхода сверла, либо под нагрузкой. Результаты аналитико-экспериментальных исследований приведены в табл. 2.

Поскольку качество гладкорезьбового соединения определяется качеством резьбы, то определяющим при выборе технологических параметров установки СР винтов является именно резьбоформирование. Дальнейшие исследования сводились к определению осевой силы резьбоформирования. Известно, что асимметричное течение металла указывает на дополнительное, вызванное некомпенсированной осевой силой резьбоформирования, течение металла, что накладывает искажения на равномерное залегание сжимающих остаточных напряжений [4]. Попытное движение материала нейтрализует положительный эффект пластического деформирования и качество такой резьбы ниже нарезанной. В результате эксперимента было зафиксировано, что осевое течение металла при формировании внутренней резьбы отсутствует при наличии некоторой компенсирующей осевой силы и значение этой силы находится между граничными значениями осевой силы при сверлении. Теоретический расчет осевой силы резьбоформирования выполнен для тех же типоразмеров винтов, что и расчет силы подачи при сверлении для разных материалов и условий трения, характеризуемых пределами прочности, текучести σ_b , σ_T и углом трения δ . Пример расчета для резьбовой детали М6 из стали 20 с характеристиками $\sigma_b = 410$ МПа, $\sigma_T = 250$ МПа дан в табл. 3 для различных условий трения в паре.

Таблица 2

Результаты исследований

Параметр	Диаметр сверла, D, мм						
	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
Подача S, мм/об	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,07	0,07
Экспериментальная осевая сила $P_{с,э}$, Н	—	—	—	—	300	350	—
1 – y	0,840	0,840	0,840	0,840	0,837	0,851	0,840
1 – z	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66
Осевая сила P_s , Н	57,1	79,9	135,7	204,6	300,0	350,0	485,8
Крутящий момент $M_{кр}$, Н·м	0,343	0,557	1,197	2,168	3,621	4,257	7,568



Таблица 3

Пример расчета

Угол трения δ	Контактное напряжение σ_n , МПа	Осевая сила P_s , Н	Крутящий момент $M_{кр}$, Н·м
0,000	1810,84	220,035	0,000
0,087	1800,24	253,259	1,890
0,122	1790,10	265,792	2,638
0,175	1768,73	283,663	3,742
0,262	1717,30	310,705	5,522
0,524	1461,72	367,862	10,127
0,785	1112,60	386,322	13,351

Экспериментальное определение уравнивающей осевой силы и ее теоретический расчет доказывают возможность объединения операций сверления и резьбоформирования, при этом технологические параметры рассчитывают из условий обеспечения качества соединения.

Библиографический список

1. Любимов В.Е. Исследование процесса сверления сталей сверлами с монолитной режущей частью: дис. ... канд. техн. наук. 05.02.08. Киев. 1968. 212 с.
2. Остафьев В.А. Исследование скоростного сверления отверстий в высокопрочном чугуна: дис. ... канд. техн. наук. 0-76. Киев. 1961. 186 с.
3. Справочник по технологии резания материалов. В 2-х кн. Кн. 2 / Под ред. Г. Шпура, Т. Штеферле; пер. с нем. Под ред. Ю.М. Соломенцева. М.: Машиностроение, 1985. 688 с.
4. Петриков В.Г., Власов А.П. Прогрессивные крепежные изделия. М.: Машиностроение, 1991. 256 с.

УДК 621.9.077

Б.Ю. Житников, Ю.З. Житников, *д-ра техн. наук*
(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярёва)
E-mail: kgta_tms@mail.ru

Применение промышленных роботов на основе средств пассивной адаптации для сборки деталей, сопрягаемых по цилиндрическим и резьбовым поверхностям

Для обеспечения качественно роботизированной сборки предложены способы пассивной адаптации деталей, сопрягаемых по цилиндрическим и резьбовым поверхностям.

Ways of self-orientation of the details interfaced on cylindrical and carving surfaces for maintenance of qualitative robotised assemblage are offered.

Ключевые слова: сборка, робот, самоориентация, резьбовые и цилиндрические детали.

Keywords: assemblage, robot, self-orientation, carving and cylindrical details.

Главная проблема ограниченного применения роботов в сборочном производстве заключается в необходимости обеспечения высокой точности совмещения сопрягаемых поверхностей соединяемых деталей или их осей.

Так, согласно работе [1] при сборке резьбовых соединений в зависимости от диаметра резьбы D предельные перекосы осей соединяемых деталей не превышают следующих значений:

$$D = 20 \text{ мм} - 2\gamma = 0^\circ 18';$$

$$D = 10 \text{ мм} - 2\gamma = 0^\circ 26';$$

$$D = 1 \text{ мм} - 2\gamma = 2^\circ 35'.$$

Допустимые значения перекосов осей малы и обеспечить их на практике очень сложно.

При сборке узлов и деталей, сопрягаемых по цилиндрическим поверхностям с гарантированным зазором, в зависимости от их диаметров D предельные значения относительных смещений осей C_B с учетом фасок на соединяемых деталях, а также углы перекоса осей γ с учетом посадок не превышают значений:

$$D = 20 \text{ мм} - C_B = 2,0 \text{ мм}, \gamma = 4^\circ 4';$$

$$D = 10 \text{ мм} - C_B = 1,5 \text{ мм}, \gamma = 5^\circ 10';$$

$$D = 2 \text{ мм} - C_B = 0,4 \text{ мм}, \gamma = 7^\circ 28'.$$



На практике эту проблему делят на две части. Первая состоит в обеспечении точной взаимной ориентации сопрягаемых поверхностей соединяемых деталей перед началом сборки, вторая – в обеспечении непрерывной доориентации соединяемых деталей в процессе сборки.

Первая часть проблемы может быть решена на основе активной адаптации, т.е. путем применения датчиков обратных связей, электромеханических или электрогидравлических систем обработки сигналов рассогласования взаимного расположения сопрягаемых поверхностей соединяемых деталей. И даже для самого сложного соединения – резьбового, где необходимо обеспечить точную взаимную ориентацию Δx , Δy по координатным осям X , Y (рис. 1) и угловую $\Delta\varphi$, $\Delta\psi$ – путем поворота вокруг этих же осей, предварительную ориентацию можно гарантировать. Но система управления роботом с учетом механизма обработки сигналов рассогласования будет сложной, громоздкой и дорогостоящей.

Вторая часть проблемы возникает в связи с тем, что в процессе сборки происходит перемещение элементов робота, а направляющие могут иметь перекосы относительно сопрягаемых поверхностей, да и направление сопрягаемых поверхностей в процессе предварительной ориентации не учитывалось. Кроме того, процесс сборки осуществляется быстро и система активной адаптации не может успеть доориенти-

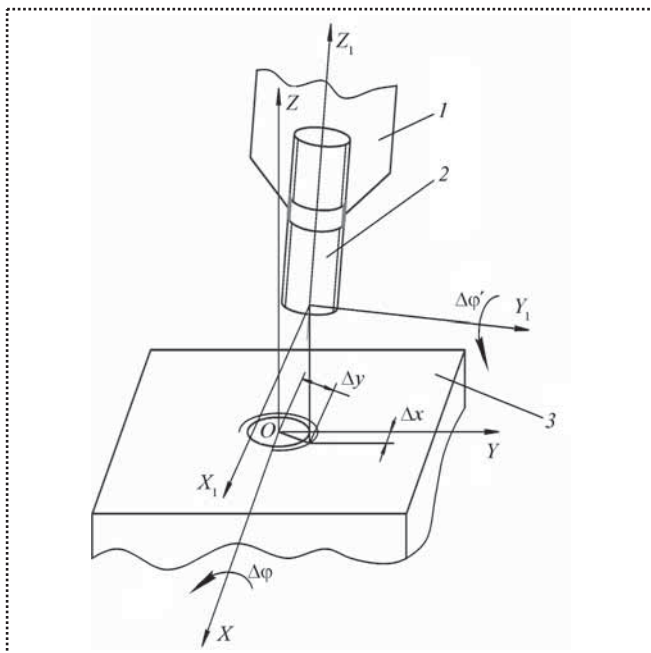


Рис. 1. Взаимное расположение соединяемого отверстия на узле и резьбовой детали в схвате робота-манипулятора:

1 – губки схвата робота-манипулятора; 2 – соединяемая деталь; 3 – собираемый узел

ровать сопрягаемые поверхности соединяемых деталей.

Следовательно, для обеспечения надежной и качественной сборки изделий с применением роботов необходимо повысить точность позиционирования их элементов, а также повысить точность изготовления собираемых узлов и деталей.

Решить проблему роботизированной сборки на этапах предварительной ориентации и ориентации сопрягаемых поверхностей соединяемых деталей в процессе сборки можно на основе применения пассивных средств адаптации.

Разработанные устройства пассивной адаптации [2–7] для автоматизированной сборки можно применить в качестве приспособлений в роботах, располагая их взамен схватов, что позволит полностью решить проблему взаимной ориентации соединяемых узлов и деталей.

Так, для роботизированной сборки деталей, сопрягаемых по резьбовым и цилиндрическим поверхностям с гарантированным зазором, можно воспользоваться способом пассивной адаптации [2–4], который заключается в обязательном одновременном выполнении трех требований:

- силового взаимодействия узла и соединяемой детали;
- наличия податливости крепления либо узла, либо устройства, удерживающего соединяемую деталь;
- вращения соединяемой детали в процессе доориентации.

Конструкция исполнительного органа робота представлена на рис. 2.

При подводе исполнительного органа к собираемому узлу вращающийся конец соединяемой детали перекачивается по поверхности узла по траектории, близкой к спирали Архимеда, сканируя ее, и попадает в зону отверстия, обеспечивая относительное совмещение осей.

В дальнейшем, перекачиваясь по фаске, за счет расходящихся колебаний закручивающего устройства обеспечивается и угловое совмещение осей. Тем самым будет завершён процесс предварительной доориентации соединяемых деталей.

За счет вращения соединяемой детали происходит также доориентация соединяемых узла и детали и в процессе сборки, исключая заклинивание, а следовательно, обеспечивается надежная сборка.

Проблему роботизированной сборки деталей, сопрягаемых по цилиндрическим поверхностям с гарантированным зазором, можно решить на основе подачи цилиндрической детали в подпружиненном схвате и придания гармонических колебаний узлу по двум взаимно перпендикулярным осям. Но в этом

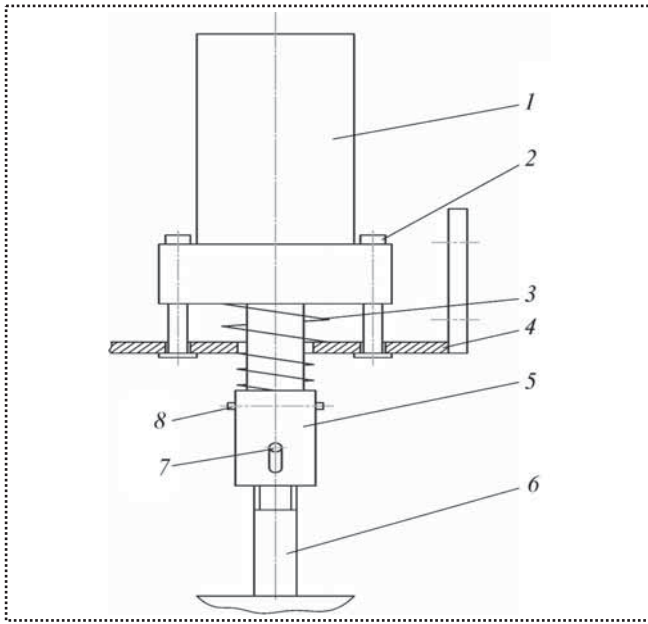


Рис. 2. Конструкция исполнительного органа робота-манипулятора:

1 – закручивающее устройство; 2 – болты крепления, установленные с зазором; 3 – шпиндель; 4 – плита исполнительного органа; 5 – патрон для удержания детали; 6 – соединяемая деталь; 7 – штифт для перемещения разрезных кулачков; 8 – штифт для удержания патрона

случае отсутствует сканирование поверхности узла соединяемой детали, т.е. отсутствует процесс предварительной ориентации соединяемых деталей.

Сборка будет обеспечена, если амплитуда колебаний узла будет больше относительного смещения осей отверстия на узле и соединяемой детали. При взаимодействии деталей из-за колебаний возникают удары их фасок, что может привести к пластической деформации их поверхностей и, как следствие, резко понизится надежность сборки. Очень сложно обеспечить колебания с требуемой частотой собираемого узла большой массы.

При роботизированной сборке для доориентации узлов и деталей соединений, сопрягаемых по цилиндрическим поверхностям с натягом, можно использовать конструкцию, описанную в работе [5], с установкой ее на робот вместо схвата (рис. 3). Гидравлическое запрессовывающее устройство с приспособлением (условно не показано), в которое закреплен собираемый узел 7, пуансоном 1 запрессовывает цилиндрическую деталь 6. При наладке комплекса предварительно приспособление с требуемой точностью ориентируют относительно пуансона. К руке робота 5 прикреплен стакан 4 устройства доориентации запрессовываемой детали 6 в процессе сборки. В устройстве доориентации входит упругая втулка 3 из

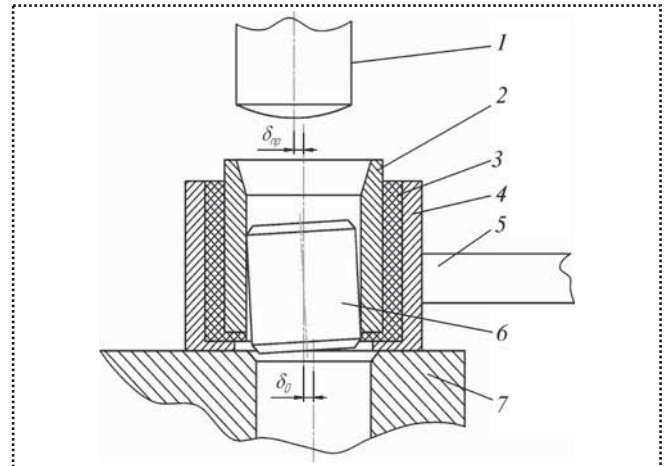


Рис. 3. Роботизированный комплекс запрессовки цилиндрических деталей в отверстия собираемого узла

эластичной резины, а также стальная направляющая втулка 2.

При смещении руки робота 5 в отверстие втулки 2 подается запрессовываемая деталь. Рука 5 поворачивается на позицию запрессовки. Начинает опускаться пуансон 1, который фасками направляющей втулки 2 в пределах податливости руки робота, предварительно доориентирует деталь относительно отверстия узла 7 на величину $\delta_{пр}$. При дальнейшем опускании пуансон 1 воздействует на деталь 6, которая за счет фасок и упругих свойств втулки 3 окончательно доориентируется на величину погрешности δ_0 . Далее происходит надежная запрессовка втулки в отверстие узла. Для исключения "утыкания" детали 7 нижний торец пуансона имеет сферическую поверхность.

Библиографический список

1. Гусев А.А. Адаптивные устройства сборочных машин. М.: Машиностроение, 1979. 208 с.
2. Автоматизация производственных процессов в машиностроении / Ю.З. Житников, Б.Ю. Житников, А.Г. Схиртладзе и др.; под общ. ред. Ю.З. Житникова. Старый Оскол: ТНТ, 2009. 656 с.
3. Житников Ю.З., Житников Б.Ю. Классификация способов надежной доориентации узлов и деталей при автоматизированной сборке // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2012. № 2.
4. А.с. № 1768367 СССР. Устройство для запрессовки штифтов в корпусные детали / Ю.З. Житников, В.А. Проньков. Б.И. 1991. № 2.
5. А.с. № 1801724 СССР. Автомат для установки уплотнителей в ступенчатые отверстия / Ю.З. Житников и др. Б.И. 1993. № 10.



УДК 621.757

Л.В. Божкова, М.В. Вартанов, д-ра техн.наук, профессора,
Н.А. Мартынович, аспирант (Университет машиностроения)
E-mail: iptm@mami.ru, martynovich.nikita@mami.ru

Математическая модель динамики сопряжения деталей с применением промышленного робота и вибрационного устройства*

Представлена математическая модель динамики роботизированного сопряжения деталей типа "вал-втулка" с применением пассивной адаптации на базе вибрационной опоры.

Propose the mathematical model of dynamics of the "shaft-hub" parts assembly by means of passive adaptation based on the vibratory cycling method proposed.

Ключевые слова: динамика сопряжения, робот, сборка, вал-втулка, вибрационные колебания, пассивная адаптация.

Keywords: dynamics of assembly, robot, assembly, shaft-hub, vibratory cycling, passive adaptation.

Часть II. Дифференциальные уравнения относительного движения центра масс вала при контакте его торца с образующей втулки

Рассмотрим следующий этап сопряжения деталей, при котором устанавливаемая деталь (вал) коснется торцом образующей втулки (рис. 2.1).

При этом дифференциальное уравнение относительного движения центра масс вала будет иметь вид:

$$m\bar{a}_{cr} = m\bar{g} + \bar{N}_2 + \bar{F}_{тр}^{(2)} + \bar{F}^{уп} + \bar{F}_{ce}^{ин} + \bar{F}_{ck}^{ин} + \bar{F}, \quad (2.1)$$

где \bar{a}_{cr} – относительное ускорение центра масс;
 \bar{N}_2 , $\bar{F}_{тр}^{(2)}$ – нормальная реакция и сила трения;
 $\bar{F}^{уп}$, $\bar{F}_{ce}^{ин}$, $\bar{F}_{ck}^{ин}$, \bar{F} – соответственно сила упругости, переносная и Кориолисова силы инерции и сбросное усилие.

Нормальная реакция \bar{N}_2 будет перпендикулярной оси $O\zeta$ и приближенно параллельной оси $O\eta$. В этом случае проекции нормальной реакции \bar{N}_2 на оси системы координат $O\xi\eta\zeta$ будут:

$$N_{2\xi} \cong 0; \quad N_{2\zeta} \cong 0; \quad N_{2\eta} \cong N_2; \quad (2.2)$$

Из выражения (2.2) следует, что сила трения $\bar{F}_{тр}^{(2)}$ расположена в плоскости, параллельной координатной плоскости $O\xi\zeta$. Следовательно, проекции силы трения $\bar{F}_{тр}^{(2)}$ на оси системы координат $O\xi\eta\zeta$ будут определены на основании следующих отношений:

$$\begin{aligned} \bar{F}_{тр\xi}^{(2)} &= -fN_2 \frac{\dot{\xi}_{k_2}}{\sqrt{\dot{\xi}_{k_2}^2 + \dot{\eta}_{k_2}^2 + \dot{\zeta}_{k_2}^2}}, \\ \bar{F}_{тр\zeta}^{(2)} &= -fN_2 \frac{\dot{\zeta}_{k_2}}{\sqrt{\dot{\xi}_{k_2}^2 + \dot{\eta}_{k_2}^2 + \dot{\zeta}_{k_2}^2}}, \end{aligned} \quad (2.3)$$

где $\dot{\xi}_{k_2}^2$, $\dot{\eta}_{k_2}^2$, $\dot{\zeta}_{k_2}^2$ – соответствующие составляющие скорости точки k_2 вала.

Как следует из соотношений (2.3), для определения проекций силы трения $\bar{F}_{тр}^{(2)}$ на оси системы координат $O\xi\eta\zeta$ необходимо найти координаты точки контакта $k_2(\xi_{k_2}, \eta_{k_2}, \zeta_{k_2})$ в виде зависимостей от времени.

В данном случае координаты точки k_2 в системе координат, жестко связанной с валом, известны, а именно:

$$x_{k_2}^{(3)} = 0, \quad y_{k_2}^{(3)} = -r, \quad z_{k_2}^{(3)} = -l, \quad (2.4)$$

где r – радиус вала.

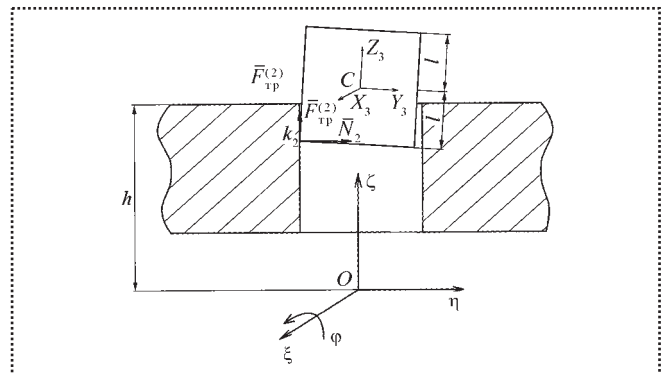


Рис. 2.1. Расчетная схема одноточечного контакта торца вала и образующей втулки

* Начало статьи опубликовано в № 1, 2013.



Между координатами точки k_2 в системе координат $O\xi\eta\zeta$ и $CX_3Y_3Z_3$ существует зависимость [4]:

$$\begin{Bmatrix} \xi_{k2} \\ \eta_{k2} \\ \zeta_{k2} \\ 1 \end{Bmatrix} = [\text{Bg}] \begin{Bmatrix} x_{k2}^{(3)} \\ y_{k2}^{(3)} \\ z_{k2}^{(3)} \\ 1 \end{Bmatrix}, \quad (2.5)$$

где $[\text{Bg}]$ – матрица, задающая положение системы координат $CX_3Y_3Z_3$ относительно $O\xi\eta\zeta$.

В соответствии с результатами работ [1, 2] матрица $[\text{Bg}]$ имеет вид:

$$[\text{Bg}] = \begin{bmatrix} \cos\psi & 0 & -\sin\psi & \xi_c \\ \sin\psi \sin\phi & \cos\phi & \cos\psi \sin\phi & \eta_c \\ \sin\psi \cos\phi & -\sin\phi & \cos\psi \cos\phi & \zeta_c \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (2.6)$$

где ξ_c , η_c и ζ_c – соответствующие составляющие скорости точки c .

На основании формулы (2.5) с учетом выражений (2.6) и (2.4) получим:

$$\begin{cases} \xi_{k2} = l \sin\psi + \xi_c, \\ \eta_{k2} = -r \cos\phi - l \cos\psi \sin\phi + \eta_c, \\ \zeta_{k2} = r \sin\phi - l \cos\psi \cos\phi + \zeta_c. \end{cases} \quad (2.7)$$

При малых углах ϕ и ψ с учетом формулы (1.3) соотношения (2.7) примут вид:

$$\begin{cases} \xi_{k2} = l\psi + \xi_c, \\ \eta_{k2} = -r - l\psi + \eta_c, \\ \zeta_{k2} = r\phi - l + \zeta_c. \end{cases} \quad (2.8)$$

С точностью до величины второго порядка малости в точке k_2 должно выполняться следующее условие:

$$\eta_{k2} = -R, \quad (2.9)$$

где R – радиус отверстия втулки.

Таким образом, на основании формул (2.8) и (2.9) найдем необходимые произведения во времени:

$$\begin{cases} \dot{\xi}_{k2} = l\dot{\psi} + \dot{\xi}_c, \\ \dot{\eta}_{k2} = 0, \\ \dot{\zeta}_{k2} = r\dot{\phi} + \dot{\zeta}_c. \end{cases} \quad (2.10)$$

В результате подстановки формулы (2.10) в выражение (2.3) найдем проекции силы трения $\bar{F}_{\text{тр}}^{(2)}$ на оси подвижной системы координат $O\xi\eta\zeta$:

$$\begin{aligned} \bar{F}_{\text{тр}\xi}^{(2)} &= -fN_2 \frac{l\dot{\psi} + \dot{\xi}_c}{\sqrt{(l\dot{\psi} + \dot{\xi}_c)^2 + (r\dot{\phi} + \dot{\zeta}_c)^2}}, \\ \bar{F}_{\text{тр}\zeta}^{(2)} &= -fN_2 \frac{r\dot{\phi} + \dot{\zeta}_c}{\sqrt{(l\dot{\psi} + \dot{\xi}_c)^2 + (r\dot{\phi} + \dot{\zeta}_c)^2}}. \end{aligned} \quad (2.11)$$

Дифференциальное уравнение относительного движения центра масс вала (2.1) в проекциях на оси системы координат $O\xi\eta\zeta$ с учетом выражений (1.4)–(1.7), а также с учетом формул (2.2) и (2.11) примут вид:

$$\begin{cases} m\ddot{\xi}_c = -fN_2 \frac{l\dot{\psi} + \dot{\xi}_c}{\sqrt{(l\dot{\psi} + \dot{\xi}_c)^2 + (r\dot{\phi} + \dot{\zeta}_c)^2}} - c(\xi_c + z_{c2}\psi) + \\ + m(\dot{\xi}_c \dot{\psi}^2 - \eta_c \ddot{\psi} \phi - 2\eta_c \dot{\psi} \dot{\phi} - \zeta_c \ddot{\psi} + 2\zeta_c \dot{\psi} \dot{\phi}) + \\ + m(-2\dot{\psi} \dot{\zeta}_c - 2\dot{\eta}_c \dot{\psi} \phi) + F\psi; \\ m\ddot{\eta}_c = N_2 - c(\eta_c - z_{c2}\phi) + m(\dot{\xi}_c \ddot{\psi} \phi + \eta_c \dot{\phi}^2 + \\ + \zeta_c \dot{\psi}^2 \phi + \zeta_c \ddot{\phi}) + m(2\dot{\xi}_c \dot{\psi} \phi + 2\dot{\zeta}_c \dot{\phi}) - F\phi; \\ m\ddot{\zeta}_c = -fN_2 \frac{r\dot{\phi} + \dot{\zeta}_c}{\sqrt{(l\dot{\psi} + \dot{\xi}_c)^2 + (r\dot{\phi} + \dot{\zeta}_c)^2}} - c(\zeta_c - z_{c2}) + \\ + m(\dot{\xi}_c \ddot{\psi} + \eta_c \dot{\psi}^2 \phi - \eta_c \ddot{\phi} + \zeta_c \dot{\phi}^2 + \zeta_c \dot{\psi}^2) + \\ + m(-2\dot{\eta}_c \dot{\phi} + 2\dot{\zeta}_c \dot{\psi}) - F, \end{cases} \quad (2.12)$$

где c – коэффициент жесткости упругих элементов.

При одноточечном контакте сопрягаемых деталей одна степень свободы центра масс вала теряется. Следовательно, только два из трех дифференциальных уравнений (2.12) должны быть независимыми. Для получения этих двух уравнений учтем условия контакта (2.9).

На основании второго соотношения из выражения (2.8) с учетом формулы (2.9) найдем:

$$\eta_c = -(R-r) + l\phi. \quad (2.13)$$

Второе уравнение системы (2.12) с учетом формулы (2.13) позволяет определить нормальную реакцию N_2 , а именно:

$$\begin{aligned} \frac{N_2}{m} &= l\ddot{\phi} + \frac{c}{m}(\eta_c - z_{c2}\phi) - (\dot{\xi}_c \ddot{\psi} \phi + \eta_c \dot{\phi}^2 + \zeta_c \dot{\psi}^2 \phi + \zeta_c \ddot{\phi}) - \\ &- (2\dot{\xi}_c \dot{\psi} \phi + 2\dot{\zeta}_c \dot{\phi}) + \frac{F}{m}\phi. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Таким образом, при наличии контакта торца вала с образующей втулки в точке k_2 приближенные (с точ-



ностью до величин второго порядка малости) дифференциальные уравнения относительного движения центра масс вала на основании системы (2.12) с учетом формулы (2.14) приведены к виду:

$$\begin{cases} \ddot{\xi}_c = -f \frac{N_2}{m} \frac{h\dot{\psi} + \dot{\xi}_c}{\sqrt{(h\dot{\psi} + \dot{\xi}_c)^2 + (r\dot{\phi} + \dot{\zeta}_c)^2}} - \\ - \frac{c}{m} (\xi_c + z_{c2}\psi) + \xi_c \dot{\psi}^2 - \eta_c \ddot{\psi} \phi - 2\eta_c \dot{\psi} \dot{\phi} - \\ - \zeta_c \ddot{\psi} + 2\zeta_c \dot{\psi} \dot{\phi} - 2\dot{\psi} \dot{\zeta}_c - 2\dot{\eta}_c \dot{\psi} \phi + \frac{F}{m} \psi; \\ \ddot{\zeta}_c = -f \frac{N_2}{m} \frac{r\dot{\phi} + \dot{\zeta}_c}{\sqrt{(h\dot{\psi} + \dot{\xi}_c)^2 + (r\dot{\phi} + \dot{\zeta}_c)^2}} - \frac{c}{m} (\zeta_c - z_{c2}) + \\ + \xi_c \ddot{\psi} + \eta_c \dot{\psi}^2 \phi - \eta_c \ddot{\phi} + \zeta_c \dot{\phi}^2 + \\ + \zeta_c \dot{\psi}^2 - 2\dot{\eta}_c \dot{\phi} + 2\dot{\xi}_c \dot{\psi} - \frac{F}{m}, \end{cases} \quad (2.15)$$

где отношение $\frac{N_2}{m}$ определяется по формуле (2.14), а затем изменения координаты η_c со временем по формуле (2.13). Следует отметить, что параметр z_{c2} определяется соотношением (1.25).

При нарушении контакта сопрягаемых деталей в точке k_2 нормальная реакция $N_2 = 0$ и $F_{\text{тр}}^{(2)} = 0$. При этом дифференциальные уравнения движения отно-

сительного центра масс (2.12) примут вид системы (1.24).

Контакт деталей может быть нарушен в тот момент времени, когда нормальная реакция N_2 , определяемая по формуле (2.14), станет равной нулю. Значение координат центра масс ξ_c, η_c, ζ_c и составляющих скоростей $\dot{\xi}_c, \dot{\eta}_c, \dot{\zeta}_c$ в момент нарушения контакта деталей будут определять начальные условия при интегрировании дифференциальных уравнений (1.24).

Далее необходимо построить дифференциальные уравнения движения центра масс вала относительно системы координат, жестко связанной с втулкой, в случае контакта сопрягаемых деталей в двух точках.

Библиографический список

1. Божкова Л.В., Варганов М.В., Чуканова О.В., Кольгун Е.И. Метод роботизированной сборки с использованием вибрационных колебаний // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2006. № 9. С. 19–24.
2. Божкова Л.В., Варганов М.В., Бакена Мбуа Ж.К. Совершенствование технологии сборки цилиндрических продольных деталей с применением вибрационных колебаний и пассивной адаптации // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2010. № 7. С. 26–32.
3. Добронравов В.В., Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1983. 575 с.
4. Коловский М.З., Слоущ А.В. Основы динамики промышленных роботов. М.: Наука 1988. 240 с.



ООО "Издательство Машиностроение" продолжает подписку на журнал "СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ"

- ✓ За наличный и безналичный расчет.
- ✓ С любого номера и на любой срок.
- ✓ Без почтовых наценок.

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией в отдел продаж, маркетинга и рекламы:

**107076, г. Москва, Стромьинский пер., д. 4,
Тел.: (499) 269-66-00, 269-52-98,
факс: (499) 269-48-97,
e-mail: realiz@mashin.ru, www.mashin.ru**

СБОРОЧНО-СВАРОЧНЫЕ РАБОТЫ. ПАЙКА

УДК 658.527.011

А.А. Иванов, д-р техн. наук

(Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева)

E-mail: ivanov_aa@nntu.nnov.ru

Промышленные роботы в сварочном производстве

На примере компоновочных схем роботизированных комплексов для электродуговой сварки сложных узлов и контактной точечной сварки кабин и кузовов автомобилей показаны преимущества сварочных роботов по сравнению с ручными постами сварки.

Для выбора конструктивного варианта промышленных роботов при различных структурных схемах роботизированных сварочных комплексов применен метод системного анализа.

Приведены оптимальные варианты компоновок роботизированных технологических комплексов для электродуговой сварки сложных узлов и контактной точечной сварки кабин и кузовов автомобилей семейства "Газель".

Представленные компоновочные схемы РТК показывают преимущества сварочных роботов по сравнению с ручными постами сварки по параметрам производительности, качеству сварки и по показателю технологической гибкости.

The specific challenge connected with some advantages of welding robots in comparison with manual welding posts is faced. For example, employing some layout schemes of robot-aided complexes for electric arc welding of complicated assemblies and resistance-spot welding of some automobile cabs and bodies it is possible to solve this task successfully.

A theoretical framework is proposed based on the employment of the system analysis for selecting a constructive variant of some industrial robots. It should be noted that structural schemes of robot-aided welding complexes are different.

As a result some optimum variants of robot-aided welding complexes layout are quoted. It is possible, for example, to employ them for electric arc welding of some complicated assemblies and resistance-spot welding of "Gazel" line cabs and bodies.

The present study shows some advantages of welding robots in comparison with manual welding posts. Moreover, such parameters as productivity, welding quality and a manufacturing flexibility index should be taken into consideration.

Ключевые слова: промышленный робот, электродуговая сварка, точечная контактная сварка.

Keywords: industrial robot, electric arc welding, resistance-spot welding.

Сварочные технологии выделены в отдельное производство в связи с их огромной важностью для машиностроительных конструкций. В то же время сварку

можно отнести к сборочному производству с учетом того, что большое распространение получила сборка неразъемных соединений методом сварки.

При автоматизации сварки промышленные роботы (ПР) могут применяться в качестве вспомогательного или основного технологического оборудования. В первом случае ПР обслуживают стационарные сварочные машины-автоматы, обеспечивая сборку и установку свариваемых деталей в рабочую зону машины и съем готового изделия. Во втором случае ПР выполняют непосредственно сварку, для чего их оснащают рабочим инструментом: для точечной сварки – сварочными клещами, а для дуговой – сварочной горелкой с плавящимся или неплавящимся электродом. Применение новых сварочных технологий, в частности, электронно-лучевой или лазерной сварки, требует специального оборудования. В состав сварочно-сборочного комплекса могут одновременно входить два робота: один для подачи деталей и сборку их под сварку и один для сварки. Схема подобного комплекса представлена на рис. 1.

Роботизированный комплекс состоит из двух сварочных роботов 1, двух обслуживающих роботов 2 (загрузка–разгрузка деталей и узлов), четырехпозиционного тактового стола 3 и предназначен для электродуговой сварки сложных узлов.

В зависимости от сложности технологической задачи вариант компоновки допускает оснащение комплекса одним загрузочным роботом.

На позициях тактового стола монтируют универсальные или сменные сварочные кондукторы, обеспечивающие сохранение геометрии свариваемых узлов. Их снабжают специальными вращателями, облегчающими доступ электродов к месту сварки, благодаря чему реализуют разнообразные пространственные сварочные траектории. Подача электродов с определенной скоростью и поддержание дуги осуществляются автоматически.

В автомобилестроении при сварке кузовов легковых и кабин грузовых автомобилей широкое применение получила контактная точечная сварка с применением специальных сварочных роботов фирмы "Kuka" (ФРГ). Поскольку свариваемые детали кузова изготовлены из тонкого листового материала, при сварке необходимо выдерживать жесткие техниче-

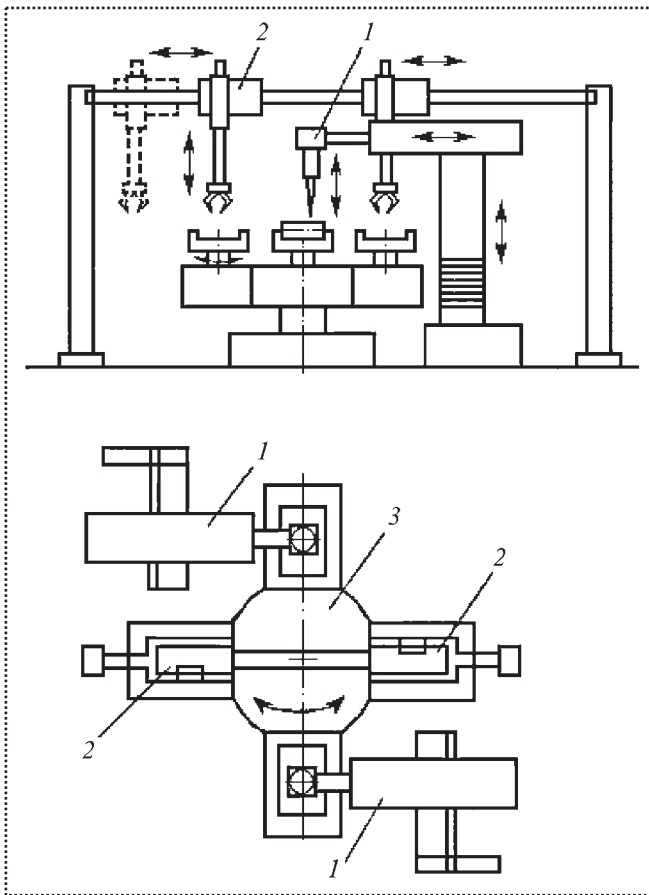


Рис. 1. Роботизированный комплекс для электродуговой сварки сложных узлов

ские требования, обеспечивающие высокое качество продукции. Помимо автомобильной промышленности контактную сварку применяют в судостроении, производстве вагонов и в других отраслях машиностроения.

Рассмотрим варианты компоновки роботизированных участков сварки кабин грузовых автомобилей семейства "Газель" в составе автоматизированной линии сборки-сварки кабин. Роботизированный участок приварки левых и правых боковин к основанию кабины содержит (рис. 2):

- накопители левых и правых боковин 1;
- накопитель 2 сменных захватов загрузочного робота 9;
- сварочные роботы 3 фирмы "Kuka";
- сварочный кондуктор 4 для фиксации левой боковины;
- сварочный кондуктор 5 для фиксации правой боковины;
- загрузочный робот 6 для правой боковины;
- спутник 7 с основанием кабины;

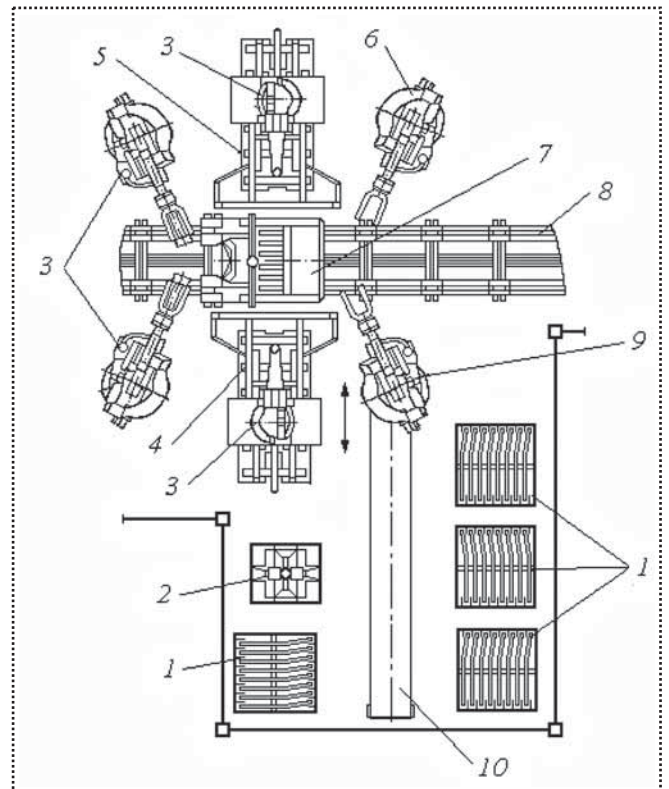


Рис. 2. Компоновка роботизированного участка приварки левых и правых боковин к основанию кабины грузовых автомобилей в составе линии сборки-сварки автомобилей семейства "Газель"

- подвижный загрузочный робот 9 для обеих боковин;
- транспортную систему 8 для перемещения спутников;
- направляющие 10 для перемещения загрузочного робота 9 в зоне накопителей 1 и 2.

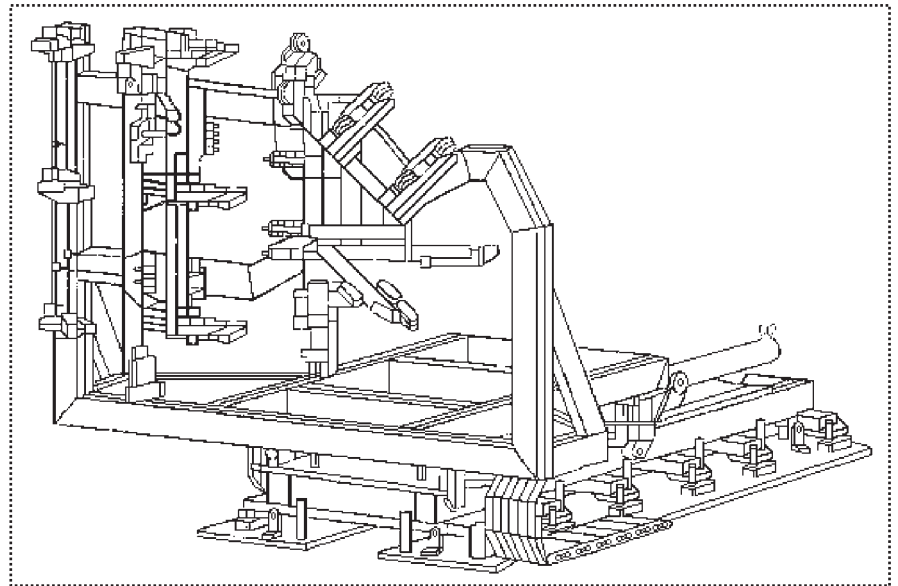
Загрузочный робот 9 установлен на направляющие 10 для перемещения ко всем накопителям боковин. Он снабжен вращающейся муфтой для крепления сменных захватов и поэтому может брать как левые, так и правые боковины. Правые боковины робот 9 передает роботу 6, который загружает их в сварочный кондуктор 5. Затем робот 9 возвращается в исходное положение, меняет захваты, берет из накопителя левую боковину и загружает ее в сварочный кондуктор 4. Кондукторы с боковинами сходятся и фиксируют их относительно основания кабины на спутнике, после чего начинается сварка. Когда сварочные роботы 3 пройдут все точки сварки на кабине, кондукторы расходятся, спутник с кабиной перемещается на следующую позицию для доварки. Время цикла составляет 115,5 с.

Рис. 3. Подвижный сварочный кондуктор (каретка) с узлами фиксации боковин на операциях сварки кабин автомобилей семейства "Газель"

Подвижный сварочный кондуктор (каретка) с узлами фиксации боковин на операциях сварки кабин представляет собой сложную конструкцию, которая в значительной мере унифицирована для сборочных единиц кабин всего семейства "Газель" (рис. 3).

Роботизированный участок приварки крыши к основанию кабины грузовых автомобилей семейства "Газель" в составе линии сборки-сварки содержит (рис. 4):

- сварочные роботы 1 фирмы "Kuka";
- спутник 2 с кабиной в позиции установки крыши;
- тактовый конвейер 3 сборочной линии;
- спутник 4 с кабиной и приваренной крышей;



- загрузочный робот 5 для установки крыши;
- накопители крыш 6 для кабин.

Сборка кабин производится в спутниках на линии с тактовым цепным конвейером. Время цикла составляет 95 с.

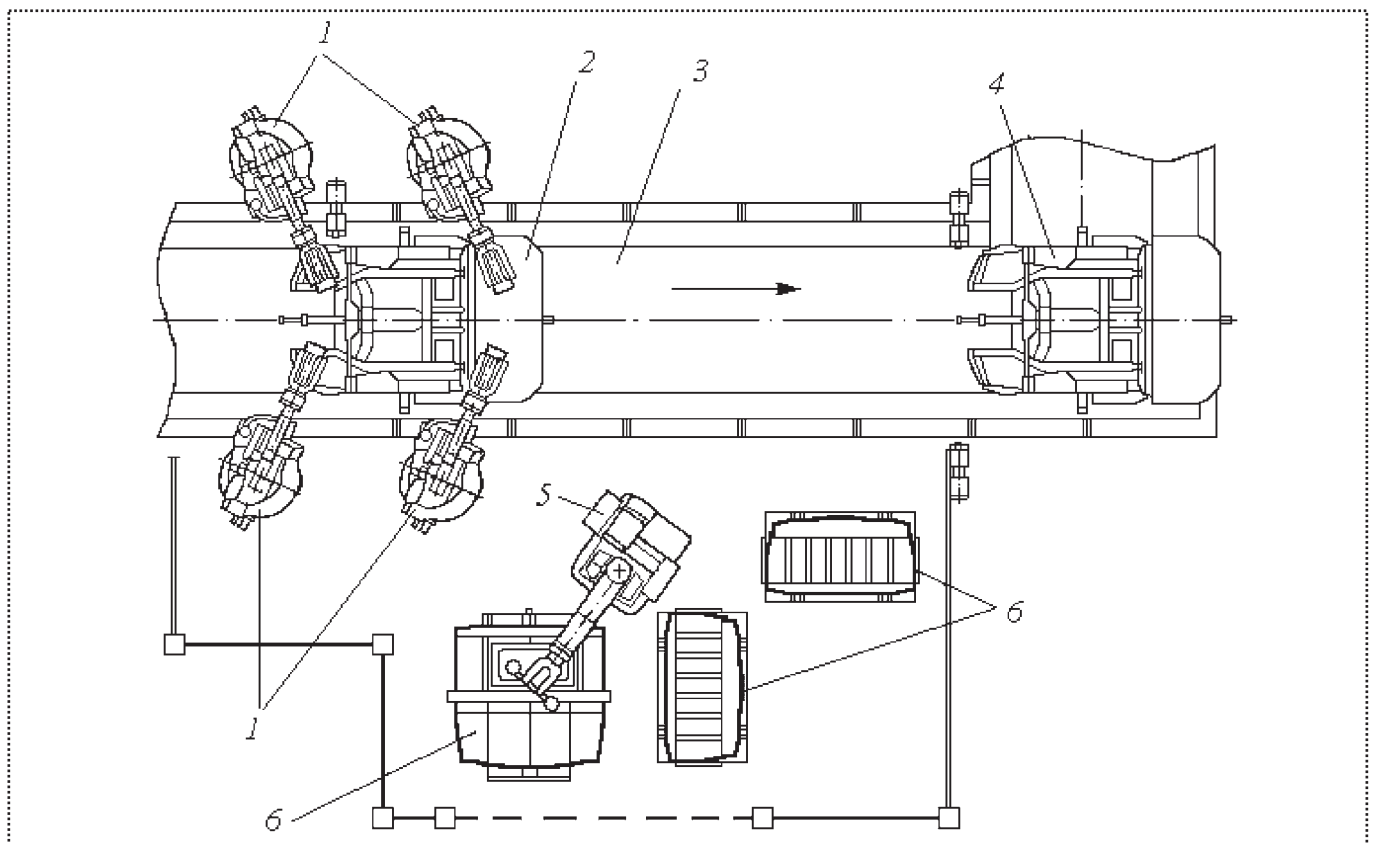


Рис. 4. Роботизированный участок приварки крыши к основанию кабины грузовых автомобилей семейства "Газель" в составе линии сборки-сварки кабин

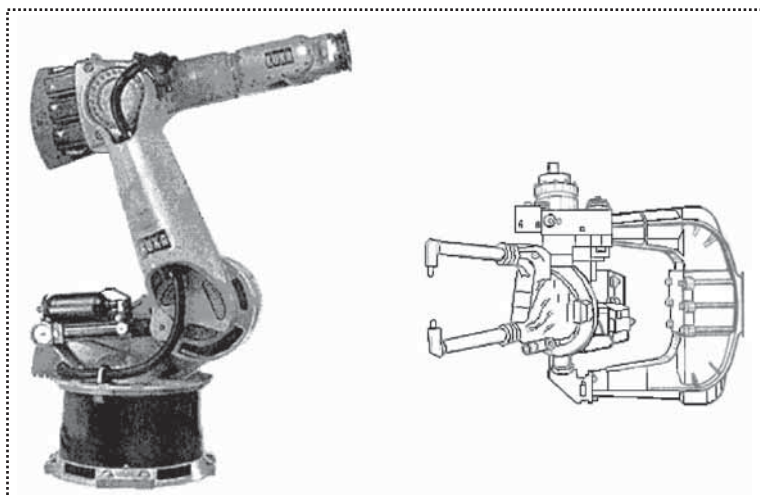


Рис. 5. Внешний вид сварочного робота KR-200 фирмы "Kuka" (сварочные клещи сняты)

Технические требования к точечной контактной сварке:

Сила сварочного тока, кА	10,5
Сила сжатия электродов, кН.	2,25
Ударное давление электродов, МПа	49
Диаметр контактной поверхности электрода, мм	5
Время сварки точки, с.	0,16
Температура нагрева рабочей поверхности при сварке, °С	600
Материал электрода.	Бронза
Стойкость электродов	20 000 сварок

Один из вариантов напольного сварочного робота фирмы "Kuka" без сварочного инструмента показан на рис. 5, а вариант подвешенного робота со штоковыми клещами — на рис. 6.

Технические характеристики сварочного робота KR-200 фирмы "Kuka":

Грузоподъемность, кг	200
Максимальная дальность действия, мм.	2410
Точность позиционирования, мм	±0,2
Масса, кг.	1120
Максимальная скорость, мм/с	5000
Число осей	6
Режимы работы.	Ручной шаговый и автоматический

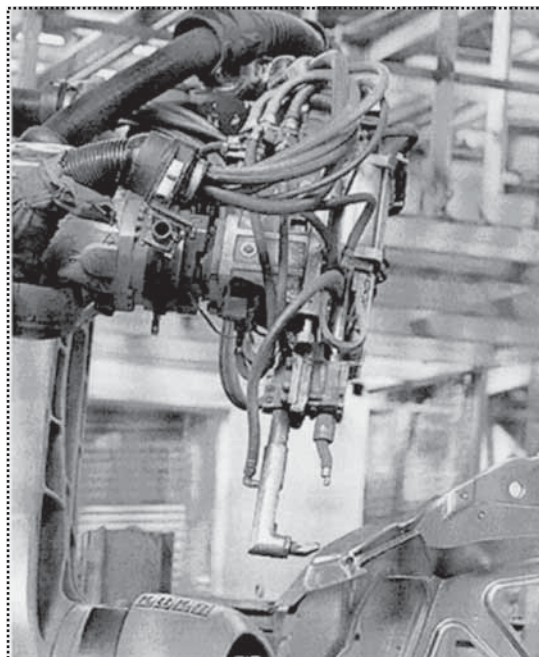


Рис. 6. Подвесной сварочный робот со штоковыми клещами для контактной точечной сварки кабин автомобилей семейства "Газель"

Вывод

Представленные компоновочные схемы роботизированных комплексов для электродуговой сварки сложных узлов и контактной точечной сварки кабин и цельнометаллических кузовов автомобилей семейства "Газель" убедительно показывают преимущества сварочных роботов по сравнению с ручными постами сварки по параметрам производительности, качеству сварки и по показателю технологической гибкости.

Библиографический список

1. **Иванов А.А.** Основы робототехники. М.: Форум, 2011. 224 с.
2. **Козырев Ю.Г.** Промышленные роботы: справочник. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.
3. **Попов Е.П., Письменный Г.В.** Основы робототехники. Введение в специальность. М.: Высшая школа, 1990. 224 с.

УДК 621.757: 621.941.025.7

А.Ю. Горелова, студентка, **М.Г. Кристаль**, д-р техн. наук (Волгоградский государственный технический университет),
Е.А. Карахтинцев, инженер (ОАО "Волгограднефтемаш"),
Г.В. Ханов, д-р техн. наук (Волгоградский государственный технический университет)
E-mail: forasyoo@gmail.com

Влияние режущих свойств инструментов с многослойным покрытием на качество сборки деталей насосов типа НКВ

Рассмотрены основные причины, влияющие на качество сборки роторов насосов типа НКВ. Приведены значения эксплуатационной стойкости инструментов с многослойными покрытиями различных марок. Определены модели их износа и наиболее благоприятные режимы обработки. Представлены рекомендации для улучшения режущих свойств инструментов.

The major factors influences on NKV rotors assembling are considered. Operational life's value of multilayered coating tools by different firms are shown. The tool wear models and optimum cutting parameters are find. The recommendations for improving tool's cutting properties are given.

Ключевые слова: сборка ротора, режущий инструмент с многослойным покрытием, токарный инструмент.

Keywords: pump assembling, cutting tool with multilayered coating, turning tool.

Производимые ОАО "Волгограднефтемаш" насосы типа НКВ предназначены для перекачивания нефти, нефтепродуктов, сжиженных углеводородных газов, органических растворителей и других жидкостей, в том числе и агрессивных.

При сборке насосов требуется обеспечение долговечности, зависящей в большей степени от вибрации, которую вызывает дисбаланс вращающегося вала в сборе с сопряженными деталями. Снижение этой составляющей общего уровня вибрации можно достигнуть повышением точности изготовления вала и сопрягаемых с ним элементов, которые базируются по шейкам (А, Б, В, Г, Д) и торцовым поверхностям (*a*, *b*, *c*) вала (рис. 1.). Поэтому качество сборки этого узла напрямую зависит от качества изготовления входящих в него деталей.

Для работы в агрессивных средах эти детали изготавливают из нержавеющей стали 12Х18Н10Т, обладающей низкой обрабатываемостью. Токарную обра-

ботку производят на станках с ЧПУ сменным твердосплавным инструментом с многослойным покрытием.

Технология предусматривает длительные непрерывные циклы обработки одним инструментом.

При потере инструментом своих режущих свойств во время обработки сопрягаемых поверхностей возникает брак, который даже при исправлении его на последующих переходах, в силу технологической наследственности, может привести к повышенному дисбалансу ротора после его сборки. Для исключения этого явления необходимо подобрать инструмент, способный сохранять режущие свойства на протяжении всего цикла обработки.

Фирмы-производители предлагают большой выбор режущих инструментов с многослойными покрытиями, различающихся по составу основного материала (основы) и покрытия в зависимости от группы обрабатываемого материала по ISO и вида обработки.

Можно отметить тенденцию повышения спроса на инструменты с покрытием PVD (Physical Vapour Deposition).

Толщина покрытия CVD (Chemical Vapour Deposition) составляет 5...15 мкм, тогда как покрытие PVD имеет диапазон толщины 2...6 мкм. Покрытие CVD создает растягивающие напряжения на поверхности основы, тогда как PVD уменьшает напряжения сжатия основы.

Каждый из этих факторов оказывает влияние на состояние рабочей кромки и на режущие свойства инструмента в условиях обработки. Добавление новых легирующих элементов в состав покрытия способствует лучшей связке между слоями, а также улучшает характеристики покрытия [1].

Каждый производитель кодирует сплавы по-своему и не раскрывает состав основы и покрытия, что затрудняет поиск аналогов и делает невозможным применение известных формул для назначения режимов обработки, а определение входящих в эти формулы коэффициентов, характеризующих материал инструмента, возможно лишь экспериментально.

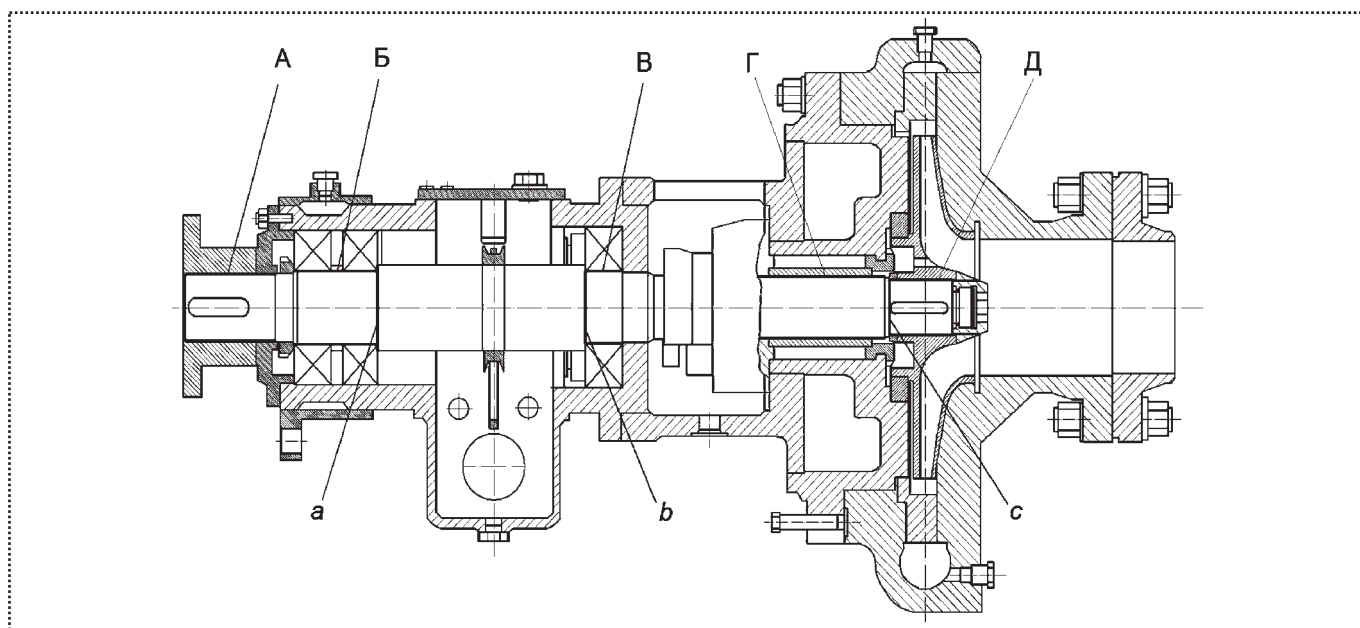


Рис. 1. Посадочные поверхности насоса типа НКВ

Режимы обработки рекомендуют назначать, используя готовые таблицы и формулы для каждой марки инструмента отдельно. Однако представленные в литературе данные имеют слишком широкие диапазоны значений параметров обработки.

Как указывалось в работах Ю.М. Быкова, кроме факторов, определяющих износостойкость инструмента, таких как твердость, прочность, термостойкость, химический состав, на работоспособность пластин с покрытиями влияют:

- толщина покрытия;
- прочность сцепления покрытия с основой;
- величина переходного слоя между ними;
- период стойкости покрытия поверхности инструмента.

Для определения эксплуатационной стойкости режущего инструмента с многослойным покрытием и режимов обработки, способствующих получению изделий требуемого качества и с заданной производительностью, были выполнены следующие экспериментальные исследования.

Были испытаны сменные многогранные пластины (СМП) из твердого сплава с многослойным покрытием ряда фирм. Все пластины соответствуют типу SNMG-120408 для получистовой и чистовой токарной обработки аустенитной нержавеющей стали 12Х18Н10Т. Характеристики СМП приведены в таблице.

В ходе экспериментов решены следующие задачи:

1) определена эксплуатационная стойкость (каждой СМП) на различных режимах обработки;

2) определена модель износа каждой из марок СМП.

В ходе эксперимента при точении заготовки на станке 1М63 без охлаждения проходными резцами выбранных марок варьировались следующие факторы:

- скорость резания $v = 100...130$ м/мин;
- подача $S = 0,083... 0,192$ мм/об;
- глубина резания $t = 0,5...1,0$ мм.

Критическим событием считалось достижение главной режущей кромкой фаски износа $h = 0,5$ мм или появление проточкины в зоне контакта со сходящей стружкой, превышающей $0,5$ мм.

Для определения рациональных режимов обработки были приняты во внимание рекомендации производителей и назначены четыре значения скорости резания, три значения подачи, две глубины резания [2, 3].

В результате для трех марок СМП выявлены эксплуатационные показатели стойкости на выбранных режимах обработки, которые (в среднем) для сплава СТ25М составляют 120 мин на кромку, для IC907 – более 140 мин на кромку, а для AP10AM 20...30 мин на кромку.

Для сплава AP10AM были выявлены две модели: равномерный износ главной режущей кромки при минимальной выбранной получистовой подаче и образование проточкины в зоне контакта со сходящей стружкой, превышающей размер фаски. Появление фаски износа сопровождается растрескиванием покрытия (рис. 2 на 3 стр. обложки), что свидетельствует о низком качестве сцепления покрытия с основой для вы-

**Характеристика СМП**

Марка сплава	Область применения по ISO	Покрытие	Тип покрытия	Рекомендации по режимам обработки
AP10AM	S05...S15	AlTiN мультислойное	PVD	Нет рекомендаций
IC907	M05...M20	TiAlN, TiN	PVD	$v = 100...150$ м/мин $S = 0,2...0,4$ мм/об $t = 2...4$ мм
CT25M	M15...M25	TiCN Al ₂ O ₃ TiN	PVD	$v = 100...120$ м/мин $S = 0,2...0,4$ мм/об $t = 2...4$ мм

бранного сплава. А проточина появляется на 10...15-й минутах процесса резания (рис. 3 на 3 стр. обложки) с последующим ее стремительным увеличением до принятого критического значения (рис. 4 на 3 стр. обложки), что свидетельствует о недостаточной износостойкости основы инструмента.

Для сплава марки CT25M была выявлена модель равномерного износа (рис. 5 на 3 стр. обложки) с появлением трещины покрытия на 30-й минуте резания (рис. 6 на 3 стр. обложки), что также свидетельствует о необходимости улучшения качества сцепления покрытия с основой сплава.

Для сплава IC907 характерен равномерный износ без образования трещин и проточин (рис. 7, на 3 стр. обложки), что свидетельствует о высокой износостойкости: фаска за 100 мин резания увеличилась незначительно и только на 140-й минуте достигла значения $h = 0,35$ мм.

Таким образом, выявлены эксплуатационные характеристики выбранных марок СМП и определены модели их износа. Сделан вывод о превосходстве режущих свойств сплавов IC907 и CT25M над сплавом AP10AM для полустового точения без охлаждения нержавеющей стали 12Х18Н10Т. Также установлено, что для повышения износостойкости сплава AP10AM требуется улучшение адгезии покрытия с основой.

Библиографический список

1. **Изучение** износа и стойкости инструмента. Технологии покрытия для оптимизации обработки в зоне резания // Инструменты и факты. 2009. № 2. С. 18–21.
2. **Каталоги.** Токарные инструменты, инструментальные материалы: Sandvik Coromant. URL: <http://www.sandvik.coromant.com/ru-ru/downloads/pages/search.aspx?q=Catalogues>.
3. **Catalogs.** Iscar. URL: <http://www.iscar.ru/catalogs.aspx/CountryId/33>.

**ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ****ПРИПУСКИ НА МЕХАНИЧЕСКУЮ ОБРАБОТКУ**

Г.А. Харламов, А.С. Тарапанов

2013 г. Объем 256 с. Формат 60x88 1/16 ISBN 978-5-94275-607-9 Цена 800 р.



Приведены нормативные материалы, необходимые технологу-машиностроителю для расчета и выбора припусков на механическую обработку, даны рекомендации по выбору вида заготовок, составлению маршрута обработки, нормы точности, а также операционные припуски на обработку различных поверхностей деталей.

Для инженеров-технологов заводов, проектно-конструкторских организаций, а также может быть полезна преподавателям и студентам вузов.

Приобрести книгу в издательстве можно, прислав заявку:

по почте: 107076, г. Москва, Стромьинский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительная информация по телефонам: (499) 269-52-98, 269-66-00 и на сайте WWW.MASHIN.RU



УДК 621.9.06

И.Б. Челпанов, д-р техн. наук, профессор (Санкт-Петербургский государственный политехнический университет), **А.В. Кочетков**, д-р техн. наук, профессор (Пермский национальный исследовательский политехнический университет, ООО "Научно-исследовательский центр технического регулирования")
E-mail: soni.81@mail.ru

Метрологическое обеспечение испытаний промышленных роботов*

Задачи выбора точностных характеристик испытываемых промышленных роботов формально не включены в задачи метрологического обеспечения, однако они методологически близки к задачам выбора метрологических характеристик средств измерений и поэтому их целесообразно рассматривать совместно. Рассмотрены методы и средства измерения перемещений, моментов, скоростей и ускорений рабочих органов промышленных роботов.

Problems of a choice of tochnostny characteristics of examinees of industrial robots formally don't join in problems of metrological providing, however they are close methodologically to problems of a choice of metrological characteristics of measuring instruments and consequently they are expedient for considering in common. Methods and gages of movings, the moments, speeds and accelerations of working bodies of industrial robots at tests are considered.

Ключевые слова: метрология, испытание, робот, схема измерения, точность, качество.

Keywords: metrology, test, robot, measurement scheme, accuracy, quality.

Введение

При организации и проведении испытаний промышленных роботов (ПР) большое внимание приходится уделять измерениям.

По результатам измерений определяют или контролируют важнейшие технические характеристики. При этом теоретической базой является метрология как наука об измерениях, методах и средствах обеспе-

чения их единства и способах достижения требуемой точности.

В числе основных задач метрологии применительно к обеспечению испытаний ПР необходимо выделить следующие:

- установление номенклатуры измеряемых величин и диапазонов их изменений;
- установление требований к точности измерений и условиям их проведения;
- выбор методов измерений;
- выбор средств измерений, удовлетворяющих сформулированным требованиям;
- разработка способов и алгоритмов обработки результатов измерений, обеспечивающих требуемую достоверность и точность определения нормируемых характеристик;
- поиск путей автоматизации измерений, обработки данных и представления результатов измерений [1].

Основные принципы организации метрологического обеспечения определяет ГОСТ 1.25–76. Функции в области метрологического обеспечения делятся по уровням.

Основные вопросы метрологического обеспечения испытаний ПР находят отражение в государственных стандартах и подчиненных им нормативно-технических документах.

Применительно к приемочным, приемо-сдаточным и периодическим испытаниям ПР номенклатура измеряемых величин была приведена еще в ГОСТ 26053–84, во ВНИИНМАШ были разработаны методические рекомендации МР 209–10, в которых:

- номенклатура измеряемых величин приведена и для исследовательских испытаний, дана подробная дифференциация этих величин, подробно сформулированы требования к средствам измерений, в частности к точности;
- собраны и систематизированы сведения относительно возможности применения конкретных методов измерений;
- затронуты вопросы обработки результатов измерений, автоматизации измерений.

* Исследование проведено при финансовой поддержке государства в лице Минобрнауки России и федерального бюджета в рамках реализации федеральной целевой программы "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009–2013 годы, соглашение № 14.В37.21.1222.



Постановка задачи и классификация видов измерения

На ранних этапах необходимо провести классификацию видов измерений, выделить специфические и представляющие наибольшие трудности. Все измеряемые величины при испытаниях ПР целесообразно разделить на три группы.

Для измерения величин *первой группы* достаточно простейших средств измерений, требования к точности практически не регламентированы, не требуется разработка специальных методик. К первой группе относятся многие геометрические параметры: габаритные размеры, значения ходов по степеням подвижности, предельных углов поворота, размеры рабочей зоны и рабочего пространства и т.п.

Ко *второй группе* относят величины, измеряемые обычными приборами при испытаниях другого оборудования, причем по отношению к измерениям этих величин ПР не имеют специфики. Соответствующие измерения могут быть названы общетехническими (общемашиностроительными). К ним относят измерения напряжений в силовых и сигнальных цепях, силы тока, давления рабочего тела, расхода, мощности, виброперемещений и виброускорений, сопротивления изоляции, уровня радиопомех и пр. По отношению к основным критериям правильности функционирования ПР измерения величин первой и второй групп являются вспомогательными, требования к точности этих измерений невысоки, обычно по ним осуществляют только контроль.

К *третьей группе* относят величины, нормируемые характеристиками которых определяется "профессиональная пригодность" ПР и измерение которых требует применения специфических средств измерений и разработки специальных методик. К этой группе величин относят погрешности позиционирования и ориентирования, линейные и угловые скорости и ускорения, силы и моменты сил. В дальнейшем основное внимание будет уделено вопросам измерения величин третьей группы.

Выделим сначала *общеметодологические вопросы*.

1. Величины являются механическими. При выборе методов и средств измерений следует использовать опыт, накопленный в машиностроении, в частности в станкостроении [1].

Необходимо ориентироваться на максимальную автоматизацию измерений с использованием цифровой измерительной техники.

Для измерений должны быть спроектированы и изготовлены стенды, в конструкциях которых должны быть предусмотрены базы для установки манипуляторов, средства закрепления оснований манипуляторов, рамы и стойки для установки измерительных преобразователей в различных положениях и сочетаниях. Це-

лесообразно автоматизировать задание режимов (в частности, задание нагрузок), проведение многократных измерений, регистрацию результатов однократных измерений, их статистическую обработку.

2. Желательно, чтобы полная совокупность измерительных и функциональных преобразователей, регистрирующих устройств и других средств образовывала единый комплекс со взаимно согласованными входами и выходами.

Предпочтительно, чтобы датчики были цифровыми, в противном случае они должны быть согласованы с аналого-цифровыми преобразователями. Подобная система могла бы быть построена на базе выпускаемого промышленностью измерительно-вычислительного комплекса (ИВК). Указанный комплекс имеет единый интерфейс, все датчики и прочие устройства связаны через общие шины. Допускаются различные, в том числе весьма сложные способы обработки сигналов, предусмотрена возможность расширения состава аппаратуры (в первую очередь, увеличения числа датчиков).

Режимы работы датчиков, способы обработки их сигналов, порядок проведения исследований задают единой программой.

3. Требования к средствам и методикам проведения измерений целесообразно дифференцировать по типам ПР в зависимости от их назначения. Нужно иметь в виду, что допустимые погрешности позиционирования ПР в зависимости от их типа могут изменяться в очень широких пределах (от 0,1 мм и менее для сборочных ПР до 10 мм и более для транспортных и окрасочных ПР), поэтому также в широких пределах должны изменяться требования к точности используемых средств измерений.

Существенно различными могут быть режимы измерений и требований к проведению измерений. Для ПР с цикловым управлением погрешности позиционирования и ориентирования могут быть измерены только вблизи задаваемых конечных положений. Для ПР с контурным управлением необходимо измерять погрешности непрерывно по траектории. В первом случае измерения могут производиться как в статических режимах, после полной остановки в конечных положениях, так и в динамических, когда измеряют колебания вблизи конечных положений, а во втором случае — только в динамических положениях. При работе в динамических режимах должны быть сформулированы требования к динамическим характеристикам используемых измерительных преобразователей.

В настоящее время требования к средствам измерений для испытаний ПР задают как универсальные. С учетом большой ширины диапазонов изменения параметров такие данные приводят к большой неопределенности требований (в частности, к показателям



точности и частотным характеристикам) или к неоправданно большим запасам, если ориентироваться на одну из границ диапазона, соответствующую более жестким требованиям.

Представляется целесообразной разработка специальной классификации ПР применительно к задачам измерений при испытаниях, чтобы в пределах каждой из классификационных групп ПР требования к характеристикам средств измерений и контроля были близкими и их можно было бы унифицировать. Такая классификация может существенно отличаться от традиционной классификации ПР по назначению.

4. Требования к средствам измерений, их размещению и установке существенно зависят от того, что является объектом испытаний: манипулятор в целом или его отдельные модули. При испытаниях одного модуля, когда конец звена совершает прямолинейные перемещения или повороты вокруг оси, сохраняющей неизменную ориентацию, измерения осуществляются проще и достигается их большая точность. Поэтому стремятся заменить измерения на произвольных траекториях измерениями на прямолинейных или круговых перемещениях.

Цели, достигаемые при измерении линейных и угловых скоростей, могут быть различными. Средние скорости перемещений по степеням подвижности входят в номенклатуру характеристик ПР с цикловым управлением, а максимальные регулируемые скорости – ПР с контурным управлением. Поэтому эти скорости необходимо измерять при всех видах испытаний. Однако средние скорости, определяющие производительность, проще всего находить как отношение перемещения при полном ходе для данной степени подвижности ко времени перемещения, при этом прямое измерение скорости заменяется косвенным.

Для ряда видов технологических ПР с контурным управлением (в частности, предназначенных для шовной сварки) важна точность выдерживания скорости рабочего органа: в допустимых пределах должны быть отклонения средней скорости от программной и колебания мгновенной скорости. В ПР со следящим приводом предусматривают включенные в цепи обратной связи датчики скорости, сигналы которых можно использовать при измерениях.

При проведении исследовательских испытаний бывает необходимо определять, выходит ли привод на установившийся режим, каковы колебания скорости в установившемся режиме и т.п. Обычно во всех случаях требования к точности измерений скорости невелики: допускаются погрешности порядка 1...3 %.

При измерении линейных и угловых скоростей используют два подхода.

При *первом подходе* датчики непосредственно измеряют относительные скорости перемещений смежных звеньев механизма манипулятора. Каждый датчик расположен у соответствующей кинематической пары. Расчет линейной скорости центра контрольного тела или угловой скорости контрольного тела осуществляют переходом от звена к звену на основе известных кинематических соотношений. При таком подходе могут быть использованы штатные датчики скоростей или перемещений, входящие в состав следящих приводов (при контурном управлении) или специальные датчики, рассредоточенные по механизму манипулятора.

При *втором подходе* абсолютную линейную и угловую скорости контрольного тела определяют по сигналам датчиков, установленных на контрольном теле и связанных с ним. Определение составляющих вектора угловой скорости может быть осуществлено полностью автономно, без связи с неподвижным основанием. Определение составляющих вектора линейной скорости обязательно требует такой связи. Однако связь с основанием осуществляется не через звенья механизма манипулятора, а непосредственно.

При контурном управлении необходимо отдельно измерять составляющие скорости вдоль по программной траектории (точнее, по касательной к ней) и малые колебательные составляющие скорости в поперечных направлениях. Если достаточно измерять только первую составляющую скорости, то может быть использован только один датчик, ориентированный по программной траектории.

Основными методами определения скорости являются:

- дифференцирование сигналов датчиков перемещений;
- использование сигналов датчиков приводов манипулятора;
- применение специальных измерительных устройств или систем.

Обычное дифференцирование (обязательно со сглаживанием) используют для преобразования сигналов аналоговых датчиков, дискретное дифференцирование (со скользящим осреднением) – для преобразования сигналов цифровых или импульсных датчиков. При подобных преобразованиях сигналов датчиков положения точность снижается, иногда она оказывается недостаточной. Достоверно получают только достаточно низкочастотные составляющие скорости.

Использование сигналов штатных датчиков приводов удобно потому, что не нужны дополнительные технические средства, однако при этом могут быть определены только составляющие скоростей, соответствующие степеням подвижности (производные



обобщенных координат), что не всегда удобно. Использование сигналов штатных датчиков нарушает принцип независимости контрольно-измерительной аппаратуры от испытываемой системы. Это существенно, если требуются высокая точность и достоверность измерений.

Специальные средства измерения линейных скоростей используют, когда желательно независимо измерять параметры движения в неподвижной системе координат. Для больших перемещений могут быть использованы измерительные механизмы без приводов (в кинематических парах вместо датчиков перемещений устанавливают датчики скоростей), но при невысоких требованиях к точности можно применять простое устройство на основе тросов. Высокую точность можно получить при использовании ультразвукового метода. Ультразвуковой излучатель закрепляют на рабочий орган; приемники, установленные на основании, измеряют доплеровские изменения частоты, пропорциональные составляющим скорости. Установки, реализующие этот метод, являются сложными.

Измерение динамических характеристик

Обычно для измерения относительных угловых и линейных скоростей используют одни и те же датчики — *тахогенераторы* (при измерении линейных скоростей — с необходимыми передачами, преобразующими линейное перемещение во вращательное) [2]. Иногда возникает необходимость измерения абсолютных угловых скоростей, например, при исследовании процессов сложного пространственного перемещения объектов. В этих случаях используют автономные измерители угловых скоростей, не нуждающиеся в привязке к неподвижному основанию. Такими измерителями являются гироскопические датчики угловой скорости (гиротахонометры). Они позволяют определять составляющие угловой скорости по осям рабочего органа.

Особая важность измерений составляющих линейных и угловых ускорений не общепризнана. Между тем именно ускорения несут важную и невосполнимую информацию о ряде важнейших качественных показателей функционирования ПР. Свойство плавности движений, очень важное для практики, но никак не отражаемое в номенклатуре основных показателей ПР, косвенно можно контролировать только по результатам измерения ускорений. Запасы несущей способности захватных устройств при переносе объектов определяют по максимальным запасам сил инерции, т.е. по максимальным значениям составляющих линейных и угловых ускорений объектов. Виды импульсов ускорений и амплитуды импульсов являются важными диагностическими показателями

при наладке и регулировке приводов и демпферов (тормозов, амортизаторов), при выявлении и устранении зазоров и люфтов. По записям ускорений анализируют частотный состав возникающих во время движения упругих колебаний конструкции.

В большинстве случаев интерес представляют линейные ускорения. Когда необходимо также измерять и угловые ускорения, их вычисляют по результатам измерения линейных ускорений в нескольких точках. Составляющие линейных ускорений почти всегда измеряют линейными однокомпонентными акселерометрами: для определения трех составляющих вектора линейного ускорения в одной точке достаточно установить три линейных акселерометра, а для определения распределения поля ускорений (неравномерность поля обусловлена угловой скоростью и угловым ускорением) — не менее девяти акселерометров (удобнее всего — двенадцать). Когда при экспериментальных исследованиях ставят частные задачи (например, анализа процессов разгона и торможения при включении и выключении одного привода), может оказаться достаточным один акселерометр.

В зависимости от решаемых задач и видов испытаний из результатов измерения ускорений может быть извлечена различная информация и поэтому требования к акселерометрам могут изменяться. Наиболее сложными являются задачи частного анализа законов изменения ускорений при некоторых исследовательских испытаниях, так как при этом частотный диапазон акселерометра должен быть значительно шире частотного диапазона анализа и к линейности характеристики предъявляются высокие требования. Однако часто по сигналам акселерометров определяют только максимальные значения составляющих ускорений. В этих случаях динамические характеристики акселерометров следует определять из условия достаточно точного воспроизведения именно пиков ускорений. Узкость частотного диапазона или малая собственная частота акселерометра приводят к тому, что измеренные максимальные значения ускорений оказываются существенно ниже действительных. Требования к частотным характеристикам вопреки распространенным представлениям оказываются достаточно жесткими: при возможной длительности импульса ускорения при торможении порядка 0,01 с собственная частота акселерометра должна быть порядка 1000 Гц. К подобным же требованиям приводят задачи измерения ускорений при ударах в аварийных режимах. При необходимости дальнейшей конкретизации требований к акселерометрам номенклатура параметров, характеризующих процесс удара, определяется в соответствии с ГОСТ 8.127–74 "Измерения параметров ударного движения. Термины и определения". Требования к точности измере-



ния амплитуд импульсов ускорений обычно невысоки: допустимы погрешности порядка 5 %, а иногда и больше.

Если необходимо измерять ускорения на участках их медленного изменения (для установившихся движений с медленно и мало изменяющейся скоростью) и импульсы ускорения (при разгоне и торможении), может оказаться целесообразной установка по одной и той же оси двух акселерометров: низкочастотного и высокочастотного, причем первый должен быть предназначен для измерения низкочастотных составляющих в режимах, близких к установившимся, а второй может не пропускать постоянную составляющую ускорения, но должен обеспечивать достоверные измерения высокочастотных составляющих и требуемую точность измерения амплитуд импульсов. Для акселерометров, измеряющих медленно изменяющиеся составляющие, необходимо вычисление составляющих ускорения силы тяжести по измерительным осям и введение соответствующих поправок.

Линейные низкочастотные акселерометры с чувствительной массой, перемещающейся по оси и подвешенной на упругих элементах, промышленность выпускает в достаточном разнообразии. Наиболее просты акселерометры прямого действия, в них резистивные или индуктивные датчики непосредственно измеряют перемещения массы под действием сил инерции. Более точные компенсационные акселерометры, в которых осуществляется автоматическое уравновешивание силы, действующей на массу, по сигналу цепи обратной связи. Номенклатура параметров и характеристик установлена в соответствии с ГОСТ 18955–73 "Акселерометры низкочастотные линейные. Термины и определения".

Высокочастотные акселерометры, как правило, бывают прямого действия, в наиболее распространенных используются пьезоэлектрические преобразователи. Они просты по устройству и дешевы, но имеют низкую точность (погрешности могут превышать 10 %).

Размещение акселерометров на рабочем органе может представлять трудности из-за их громоздкости, например, для некоторых низкочастотных компенсационных акселерометров. Тогда вместо установки нескольких акселерометров приходится один акселерометр перезакреплять в различных положениях и производить измерения при многократном выполнении одних и тех же движений.

Пьезоэлектрические акселерометры имеют малые габаритные размеры, несколько штук их могут быть собраны в одном компактном блоке, который устанавливают на любой ПР как единое целое. Если необходимо рассчитывать распределение линейных ускорений по объекту и (или) определять угловые ускоре-

ния, точки размещения линейных акселерометров должны быть разнесены и размеры блока должны быть увеличены.

Сигналы акселерометров, помимо непосредственного использования, могут быть преобразованы в другие кинематические величины. В частности, интегрированием получают приращения скорости. При исследовании вибраций иногда виброскорости более показательны, чем виброускорения. Для кратковременных процессов разгона и торможения законы изменения скорости определяют более точно интегрированием ускорения, чем непосредственным измерением скорости по сигналу датчика скорости. Если при проведении испытаний используют сигналы датчиков, измеряющих разнородные величины (перемещения, скорости и ускорения), то встает задача совместного использования получаемой информации. При совместной обработке сигналов разнородных датчиков могут быть повышены точность и надежность всех параметров движения.

Обсуждение результатов

При внешних измерениях, когда требуется измерять силы взаимодействия рабочего органа с внешними объектами, датчики сил и моментов могут быть самостоятельными и пристроены к рабочему органу или предметам, с ним взаимодействующими.

При внутренних измерениях, когда измеряют силы и моменты в соединениях или сечениях звеньев, датчики должны быть встроенными, включенными в виде вставок в звенья манипулятора, что приводит к определенным трудностям. Если встроенные датчики сил и (или) моментов уже имеются (в частности, когда они представляют собой датчики силомоментного очувствления, входящие в систему управления), они могут быть использованы для внешних измерений, особенно если они установлены близко к органу.

Иногда информация о силах и моментах может быть получена из измерений физических величин, определяющих работу двигателей приводов. По измерению давлений в полостях пневмоцилиндров рассчитывают усилия на штоках, по силе тока в цепях электродвигателей – моменты на валах и т.д. Очевидным достоинством метода является простота, однако имеются и существенные недостатки: возможны измерения только некоторых составляющих, требуются расчеты, низка точность, особенно в динамических режимах.

Датчики сил и моментов могут представлять собой самостоятельные приборы. При необходимости встраивания их в механизмы обычно предпочитают вкомпоновывать их в неподвижные разъемные соединения (например, вставлять их в разбираемые фланцевые соединения). Однако при исследовательских



испытаниях нередко оказывается возможным использовать в качестве упругих элементов датчиков сил элементы несущей конструкции. Например, изгибающие и крутящие моменты часто измеряют по сигналам тензорезисторов, наклеиваемых на тонкостенные элементы. Подобное пристраивание датчиков вместо встраивания позволяет оставлять неизменной основную конструкцию, но при этом необходима тонкая усилительная аппаратура.

Самостоятельные датчики сил и (или) моментов выполняют однокомпонентными (измеряющими только одну составляющую силы или момента по своей измерительной оси) или многокомпонентными, измеряющими несколько (до шести составляющих). Многокомпонентные датчики могут быть изготовлены как единые, но могут быть составными и представлять собой последовательное соединение однокомпонентных датчиков.

Однокомпонентные датчики сил промышленности выпускает и они широко используются. Многокомпонентные датчики сил и моментов разработаны и описаны в литературе, но они мало распространены.

Принцип действия большинства датчиков сил и моментов один и тот же: сила и момент деформируют специальные упругие элементы, деформации или упругие перемещения которых измеряют измерительные преобразователи (тензорезисторные, емкостные, индуктивные). При измерениях в машиностроении часто требуется, чтобы датчик сил имел очень высокую жесткость, а упругие перемещения были весьма малыми.

Поэтому в датчиках сил могут допускаться значительно большие перемещения, и используемые преобразователи перемещений могут иметь не очень высокую чувствительность. Требования к точности измерения сил и моментов обычно невысоки (допускаются погрешности порядка 5 %). Измеряемые силы и моменты часто изменяются достаточно медленно, однако иногда требуется измерение ударных сил. При регистрации всех процессов, временные характеристики которых представляют интерес, необходимо

измерение времени и фиксирование некоторых моментов. Само по себе измерение времени с любой практически требуемой точностью не представляет труда, могут быть использованы любые электронные секундомеры.

Для регистрации интервалов времени необходимо четко определить начальный и конечный моменты времени. Так, для ПР с цикловым управлением начальным является момент подачи сигнала от программного устройства на перемещение, а конечным можно считать или момент замыкания путевого переключателя, или момент, начиная с которого колебательные перемещения станут меньше заданного уровня; второй момент может быть значительно меньше первого. При определении времени захватывания начальным считается момент подачи команды (сигнала), а конечным — момент, для которого объект не просто будет находиться в контакте с обоими рабочими элементами, а усилие захватывания достигнет заданного уровня.

Заключение

Задачи выбора точностных характеристик испытуемых ПР формально не включены в задачи метрологического обеспечения, однако они близки методологически к задачам выбора метрологических характеристик средств измерений и поэтому их целесообразно рассматривать совместно. Из перечня задач следует, что по отношению к механизму манипулятора измерения сил и моментов могут быть внешними и внутренними и именно этим признаком в существенной мере определяется выбор способов измерений, датчиков и способов их установки.

Библиографический список

1. Колпашиков С.Н., Тимофеев А.В., Челпанов И.Б. Стандартизация промышленных роботов. М.: Изд-во Стандартов, 1990.
2. Челпанов И.Б., Бржозовский Б.М., Кочетков А.В. Динамика промышленных роботов. Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т, 1999.

УДК 621.643.03: 620.179.18

Г.С. Тымчик, д-р техн. наук, профессор, **А.А. Пудрий**, аспирант
(Национальный технический университет Украины, "Киевский политехнический институт"),
С.В. Подолян, канд. техн. наук (ООО "НПИП КиАТОН", Киев, Украина)
E-mail: deanpb@kpi.ua

Экспериментальные исследования эффективности усиления участка трубопровода высокого давления муфтой с внутренним наполнением

Увеличение прочности дефектных труб с помощью муфт с наполнением является основным методом ремонта действующих магистральных газопроводов Украины. Наибольшее распространение получили специализированные муфты на тонких подкладных кольцах, данные по экспериментальному исследованию которых отсутствуют в научной литературе. Проведен анализ данных тензометрических и манометрических измерений, полученных при испытаниях муфт, установленной на испытательный стенд. Экспериментально подтверждена возможность повышения прочности участка действующего трубопровода путем установки ремонтных муфт предложенной конструкции. Показана хорошая сходимость экспериментально полученных данных с результатами теоретических расчетов. Определены оптимальные технологические параметры формирования подмуфтового слоя, практически отрабатана методика контроля качества монтажа муфты.

The increase in strength of defective pipes using couplings with the filling is the primary method of repair of existing gas pipelines in Ukraine. The most widely used specialized couplings on thin seating washer, there are no data of the experimental researches in the literature. This article analyzes the data of the strain-gauge and manometric measurements obtained during coupling tests mounted on a test stand. The possibility of increasing the strength of the existing site by installing the pipe repair couplings of the proposed design experimentally had confirmed. A good agreement of the experimentally obtained data with the results of theoretical calculations had shown. The optimal process parameters for the under-coupling layer had defined, the method of the quality control mounting coupling almost had perfected.

Ключевые слова: трубопровод, газопровод, муфта, компаунд, прочность, давление, напряжения, манометр, тензометрия, измерения, контроль.

Keywords: pipeline, gas pipeline, coupling, compound, strength, pressure, voltage, manometer, strain measurement, measurement, control.

Введение

Газотранспортная система Украины находится на позднем этапе эксплуатации, характеризующимся снижением реальной прочности стенок участков трубопроводов ввиду появления коррозионных и усталостных дефектов и связанным с этим ростом риска отказов и аварий. Использование традиционных методов ремонта, предусматривающих замену дефектных или подлежащих усилению участков (например, при необходимости перевода трубопровода в более высокую категорию) оказывается малоэффективным из-за вынужденного простоя трубопровода, неизбежными потерями определенных объемов газа и высокой стоимостью ремонтных работ.

Наиболее распространенным методом усиления участков трубопровода является установка на них бандажей, герметичных муфт и муфт с внутренним наполнением [1]. Бандажи, иногда называемые полноохватывающими муфтами, не имеют жесткого крепления к телу трубы и их используют, как правило, в качестве временной меры усиления стенки трубопровода при наличии продольно ориентированных дефектов. В отличие от них герметичные муфты имеют крепление с трубопроводом, чем обеспечивается снижение не только кольцевых, но и продольных напряжений. Однако метод усиления участков трубопроводов с помощью бандажей или герметичных муфт имеет существенные ограничения, связанные с необходимостью значительного снижения давления в трубопроводе во время проведения работ и сложностью плотного обжатия муфтой ремонтируемой трубы при использовании конструкций с большой толщиной стенки.

Наиболее эффективным методом усиления действующего трубопровода является использование муфт с внутренним наполнением. Известны муфты, для заполнения подмуфтового пространства которых применяется масло, и даже бетон, однако наибольшее распространение на практике получили муфты, для формирования подмуфтового слоя которых используется полимерное самотвердеющее вещество.

В последние годы основную часть дефектных участков магистральных газопроводов Украины ремонтируют с помощью сварных муфт, собираемых на тонких подкладочных кольцах, а для формирования подмуфтового слоя используют компаунд на полиуре-

тановой основе, закачиваемый в подмуфтовое пространство под заданным давлением [2].

Расчеты показывают, что подобная конструкция муфты при правильно выбранных технологических параметрах формирования подмуфтового слоя позволяет добиться максимальной эффективности усиления трубопровода, находящегося под давлением, однако данные по экспериментальному исследованию данного типа муфт в научной литературе отсутствуют.

Целями исследований являются:

- экспериментальное подтверждение возможности повышения прочности участка действующего трубопровода путем установки ремонтных муфт с наполнением ранее предложенной конструкции;
- экспериментальное получение количественных зависимостей параметров, определяющих эффективность усиления трубопровода от технологических параметров монтажа и эксплуатации муфтовой конструкции;
- экспериментальное определение оптимальных параметров формирования подмуфтового слоя, отработка методики контроля качества монтажа муфты.

Сущность метода повышения прочности трубопровода муфтами с наполнением

Муфты с наполнением являются ремонтными конструкциями долгосрочной эксплуатации. В общем случае они имеют вид жесткой металлической оболочки 2 (рис. 1), герметично установленной с внешней стороны усиливаемого участка трубопровода 1. Чаще всего жесткую оболочку составляют из двух полумуфт, которые сваривают между собой продольными швами, или скрепляют другими известными способами. С двух сторон оболочки устанавливаются торцевые уплотнители 3, а пространство 4 между трубопроводом 1 и оболочкой 2 (подмуфтовое пространство) заполняют под давлением специальным веществом. В большинстве случаев используют клеющую самотвердеющую массу на эпоксидной или полиуретановой основе (компаундное заполнение) [3].

В трубе с рабочим давлением P_p , не усиленной муфтой, действуют механические кольцевые напряжения растяжения $\sigma_{т_0}$. После установки муфты и создания в подмуфтовом пространстве, заполненном компаундом, некоторого давления, механические кольцевые напряжения растяжения в стенке трубы при рабочем давлении в трубопроводе P_p , изменятся до уровня $\sigma_{т_p}$ за счет перераспределения части нагрузки с трубы на стенку муфты. При этом в стенке муфты будут действовать механические кольцевые напряжения растяжения $\sigma_{м_p}$. Эффективность усиления трубы в этом случае принято оценивать степенью

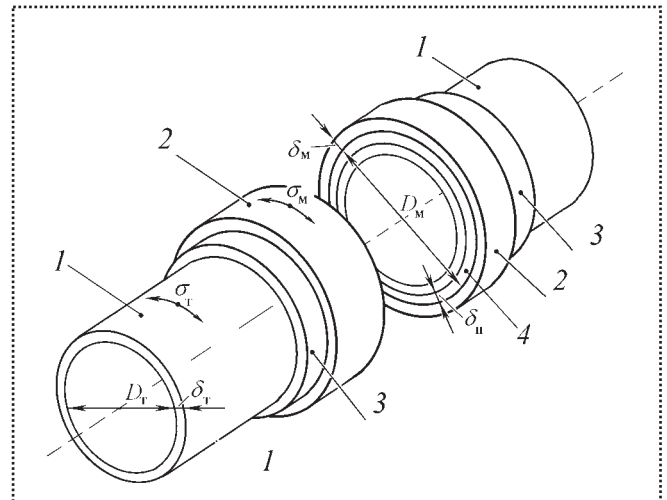


Рис. 1. Участок трубопровода, усиленный муфтой с наполнением

снижения механических кольцевых напряжений растяжения в стенке трубы $\frac{\sigma_{т_p}}{\sigma_{т_0}}$.

Обычно работы по усилению трубы с помощью муфт с внутренним наполнением проводят на действующем трубопроводе, без вывода его из эксплуатации.

Внутреннее давление в трубопроводе на момент монтажа муфты P_y может быть равно рабочему P_p или отличаться от него. При этом, если компаунд закачивают в подмуфтовое пространство под давлением $P_{м.у}$, то после окончания процессов твердения давление в подмуфтовом пространстве может измениться на величину ΔP из-за объемных изменений материала подмуфтового слоя в результате усадки (например, при использовании компаунда на эпоксидной основе) или расширения (например, при использовании бетона или некоторых видов компаундов на полиуретановой основе).

В дальнейшем, в случае изменения давления внутри трубопровода P_p давление в подмуфтовом пространстве P_m будет меняться в соответствии с выражением

$$P_m = \frac{P_p}{k} - \frac{P_y}{k} + P_{м.у} - \Delta P, \quad (1)$$

где k — коэффициент, связывающий изменение давления в подмуфтовом пространстве с изменением давления внутри трубопровода (коэффициент связи), зависящий от геометрических параметров муфты и прочностных параметров материала подмуфтового слоя.



В работе [4] приведен вывод выражения для определения коэффициента связи k , которое может быть представлено в упрощенном виде:

$$k = 1 + \frac{4 \delta_T \delta_n \frac{E_M}{E_n}}{\frac{1 - \mu_n^2}{1 - 3\mu_n^2} D_T^2} + \frac{D_M^2 \delta_T}{D_T^2 \delta_M}, \quad (2)$$

где δ_T – толщина стенки трубы;

δ_n – толщина подмуфтового слоя;

$E_M \approx E_T$ – модули упругости материалов муфты и трубы;

E_n, μ_n – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала подмуфтового слоя;

D_T и D_M – внутренние диаметры трубопровода и муфты;

δ_M – толщина стенки бандажа.

Толщина полумуфтового слоя определяется установочной глубиной подмуфтового пространства $\delta_{п.у}$ и давлением запрессовки самотвердеющего вещества в подмуфтовое пространство $P_{м.у}$:

$$\delta_n = \delta_{п.у} + \frac{P_{м.у}}{4 E_T} \left(\frac{D_T^2}{\delta_T} + \frac{D_M^2}{\delta_M} \right). \quad (3)$$

Эффективность усиления трубопровода в этом случае можно определить по формуле

$$\frac{\sigma_{т.р}}{\sigma_{т.0}} = 1 - \frac{1}{k} - \frac{P_p}{k} \frac{P_y - k(P_{м.у} - \Delta P)}{P_p}. \quad (4)$$

Из анализа выражения (4) следует, что при заполнении подмуфтового пространства компаундом, подаваемым под оптимальным давлением $P_{м.у.опт}$, будет иметь место равномерное распределение нагрузки между усиливаемой трубой и муфтой, не зависящее от давления в трубопроводе:

$$P_{м.у.опт} = \frac{P_y}{k} + \Delta P. \quad (5)$$

В этом случае труба, усиленная муфтой, без учета концевых эффектов будет работать аналогично цельной трубе с большей толщиной стенки.

Устройство и использование испытательного стенда

Экспериментальные исследования проводили на стенде (рис. 2), представляющем собой резервуар, изготовленный из отрезка трубы 4 длиной 7000 мм с внутренним диаметром 700 мм, закрытый с двух сторон заглушками 5. На стенде установлена муфта, массово используемая при ремонте газопроводов Украины [2, 5], представляющая собой оболочку 3, смонтированную на тонких подкладных кольцах с торцевыми уплотнителями 2 по сторонам.

Использование тонких подкладных колец с высотой, равной превышению продольного сварного шва трубы, позволяет минимизировать глубину подмуфтового пространства, что приводит, в соответствии с выражениями (3–5), к повышению эффективности усиления трубопровода.

Муфта имеет два вида торцевых уплотнителей, соответствующих основным типам используемых муфт – без сварки с телом трубы (правый по рис. 2 торцевой уплотнитель – муфта ТКП-20 [2]), и со

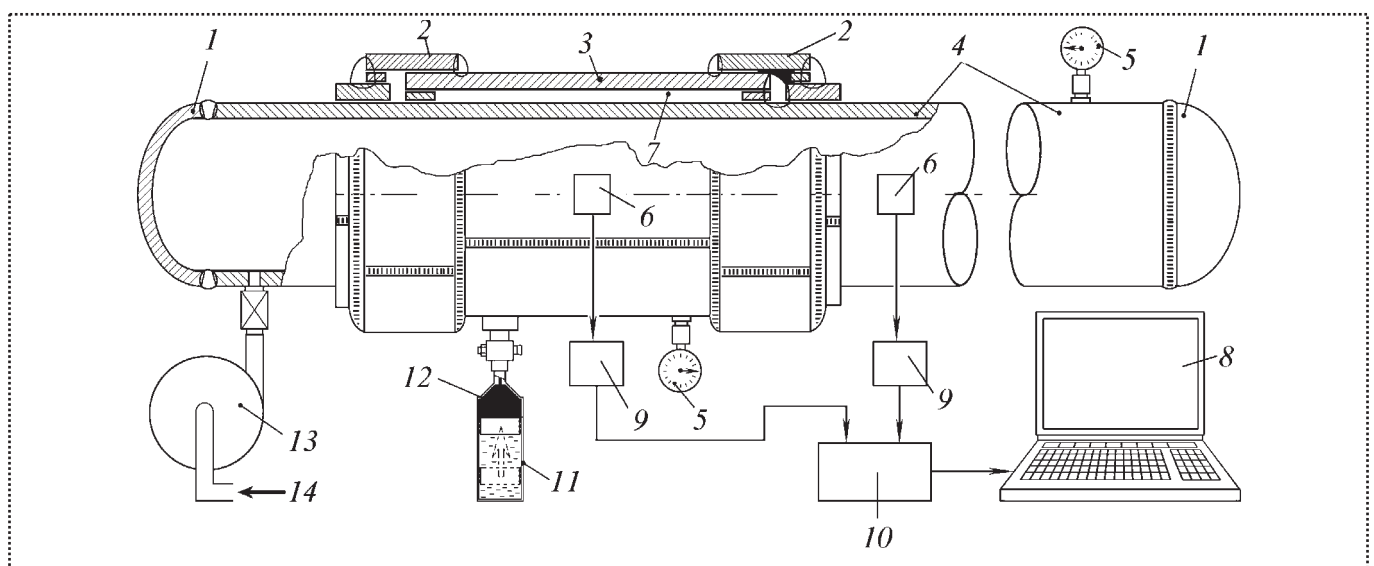


Рис. 2. Стенд для проведения экспериментальных исследований

сваркой с телом трубы (левый по рис. 2 торцевой уплотнитель – муфта ТКП-21 [2]). Конструкция торцевого уплотнителя муфты ТКП-20 предусматривает заполнение полости под бандажным кольцом герметиком, препятствующего разгерметизации подмуфтового пространства под действием давления закачки компаунда. Аналогичное бандажное кольцо в муфте ТКП-21 снижает нагрузку на кольцевой сварной шов.

Перед выполнением исследований был проведен контроль герметичности подмуфтового пространства с использованием гидравлических испытаний, совмещенных с этапом химической обработки поверхностей трубы и муфты.

На трубе 4 испытательного стенда и муфте 3 устанавливали прошедшие поверку манометры GMM63-100 Hansa-Flex 5, позволяющие измерять давления P_p и P_y в резервуаре, а также давления P_m и $P_{m,y}$ в подмуфтовом пространстве 7. На поверхности муфты 3 и трубы 4 стенда наклеивали прошедшие тарировку тензорезисторы КФ5П1-20-400-А-12 (ТУ 3.06 7710-0001-93) 6, подключенные через масштабирующие усилители 9 и коммутатор 10 тензометрической станции ТСВ-5В к компьютеру 8. Тензометрические измерения проводили с целью контроля изменения окружных механических напряжений в стенках резервуара σ_{τ_0} и муфты σ_{m_p} .

Резервуар стенда заполняли водой 14, при этом с помощью насоса 13 в нем создавалось требуемое давление. Для проведения исследований подмуфтовое пространство 7 с помощью насоса 11 заполняли веществом 12, в качестве которого использовали турбинное масло ТП-22с на этапе получения зависимостей и на завершающем этапе, самотвердеющий компаунд на полиуретановой основе SZLAST, широко используемый при выполнении ремонта на магистральных газопроводах Украины. На подготовительном этапе измеряли модуль упругости и коэффициент Пуассона используемого компаунда.

Экспериментальные исследования заключались в регистрации изменения измеряемых информационных параметров при изменении давления в резервуаре стенда P_p для различных сочетаний исходных значений P_y и $P_{m,y}$ при заполнении подмуфтового пространства турбинным маслом ТП-22с. На завершающем этапе в подмуфтовое пространство после соответствующей промывки и внутренней обработки и под заданным давлением был запрессован самотвердеющий компаунд SZLAST.

После окончания процессов полимеризации давление в подмуфтовом пространстве, оцениваемое по результатам показаний тензозамеров, снизилось на величину $\Delta P = 0,27$ МПа, что говорит о наличии незначительной усадки используемого компаунда. После проведения тензометрических замеров на поверхности муфты с полностью сформированным подмуф-

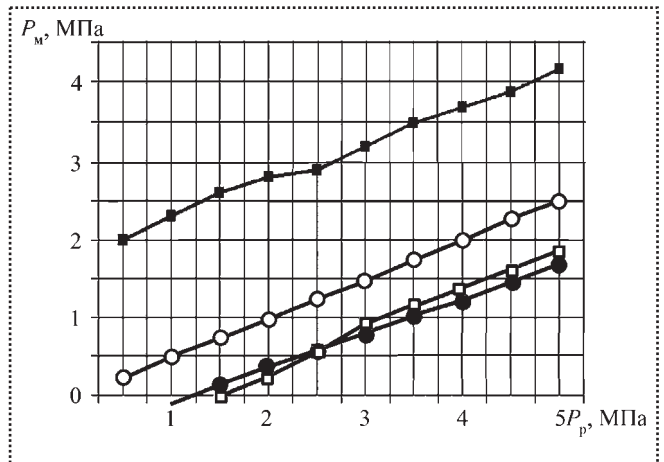


Рис. 3. Результаты измерений зависимости давления в подмуфтовом пространстве от давления в резервуаре стенда P_p при различных сочетаниях исходных значений P_y и $P_{m,y}$:

Масло ТП-22с:

○ – $P_y = 2,0$ МПа; $P_{m,y} = 1,0$ МПа;

□ – $P_y = 3,5$ МПа; $P_{m,y} = 1,0$ МПа;

■ – $P_y = 3,5$ МПа; $P_{m,y} = 3,5$ МПа

SZLAST:

● – $P_y = 4,0$ МПа; $P_{m,y} = 1,5$ МПа

товым слоем муфта с трубой была разрезана, а срез изучен. Воздушных пузырей и неоднородностей подмуфтового слоя, снижающих эффективность усиления трубы, обнаружено не было.

Графики с результатами замеров приведены на рис. 3 и 4.

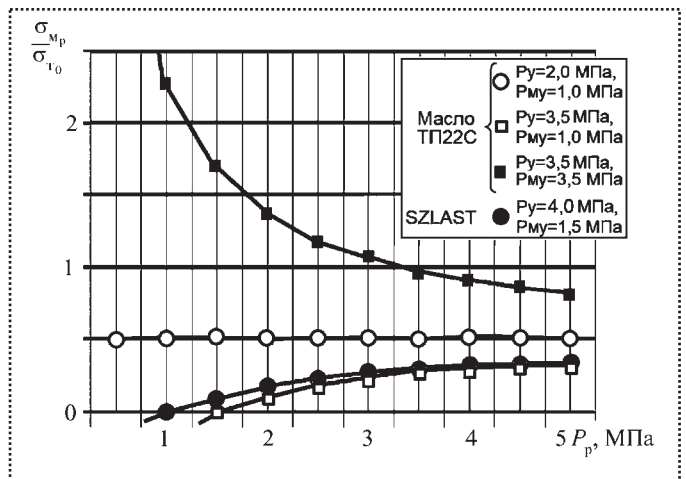


Рис. 4. Изменение распределения нагрузки между трубой и муфтой $\sigma_{m_p} / \sigma_{\tau_0}$ при изменении давления в резервуаре стенда P_p при различных сочетаниях исходных значений P_y и $P_{m,y}$:

Масло ТП-22с:

○ – $P_y = 2,0$ МПа; $P_{m,y} = 1,0$ МПа;

□ – $P_y = 3,5$ МПа; $P_{m,y} = 1,0$ МПа;

■ – $P_y = 3,5$ МПа; $P_{m,y} = 3,5$ МПа

SZLAST:

● – $P_y = 4,0$ МПа; $P_{m,y} = 1,5$ МПа



Обработка данных эксперимента показала их хорошую сходимость с результатами теоретических расчетов. Погрешность аппроксимации не превысила 9 %.

Выводы

1. В процессе эксперимента подтверждена возможность повышения прочности участка действующего трубопровода путем установки ремонтных муфт ранее разработанной конструкции.

2. Экспериментально полученные количественные зависимости параметров, определяющих эффективность усиления трубопровода от технологических параметров монтажа и эксплуатации муфтовой конструкции, хорошо согласуются с данными теоретических расчетов с погрешностью аппроксимации, не превышающей 9 %.

3. Экспериментально определено оптимальное давление запрессовки компаунда в подмуфтовое пространство, которое определяется геометрическими параметрами муфтовой конструкции, параметрами прочности материала подмуфтового слоя и его коэффициентом усадки во время полимеризации. Для трубопроводов большого диаметра с малой глубиной подмуфтового слоя и использованием компаунда с высоким модулем упругости и малой усадкой, оптимальное давление формирования подмуфтового слоя составляет половину давления в трубопроводе на момент окончания закачки.

4. Дальнейшие исследования предполагается проводить в направлении разработки методик контроля качества муфтового ремонта трубопроводов с использованием для заполнения подмуфтового пространства расплавленного металла.

Библиографический список

1. Якубовский Ю.Е., Малюшин Н.А., Якубовская С.В., Платонов А.Н. Проблемы прочности трубопроводного транспорта. СПб.: Недра, 2003. 200 с.

2. ГБН В.З.1-00013741-12:2011. Магістральні газопроводи, ремонт дуговим зварюванням в умовах експлуатації: К.: Міністерство енергетики та вугільної промисловості України, 2011. 152 с.

3. Тымчик Г.С., Подолян А.А. Контроль качества работ при муфтовом ремонте магистральных трубопроводов // Вісник національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". Сер. приладобудування. Київ: Вид-во НТУУ "КПІ", 2010. Вип. 39. С. 64–70.

4. Патент України 98440, МПК (2006) F16L 55/175. Спосіб ремонту діючого трубопроводу за допомогою муфт з внутрішнім заповненням / І.В. Ориняк, О.П. Подолян, С.В. Пудрий, Г.С. Тимчик, О.О. Подолян, А.І. Ориняк; Заявл. 01.03.2012. Опубл. 10.05.2012. Бюл. № 18.

5. Патент України на винахід № 81895, МПК F16L 55/18. Спосіб ремонту трубопроводу в умовах експлуатації / В.С. Бут, І.В. Лохман, О.П. Подолян та ін.. Опубл. 11.02.2008. Бюл. № 2. 2008.



ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ В УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ

Е.И. Тавер

2012 г. Объем 368 с. Формат 60x88 1/16 ISBN 978-5-94275-666-6 Цена 600 р.



Качество товаров рассмотрено, с одной стороны, как важнейший результат производственной деятельности, а с другой — как особый объект управления. При этом состав, нормативные и физические значения показателей качества товара и факторов, от которых оно зависит, являются конечным объектом управления. Даны субъекты управления качеством, универсальные подходы к нему, измерения, оценки, подтверждение соответствия и контроль качества, правовые основы, стандарты и модели управления качеством. Исходя из этого, проведен анализ задач и методов управления качеством при маркетинге, проектировании, производстве и использовании товара, а также затрат на качество.

Допущено УМО по образованию в области прикладной математики и управления качеством в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности 220501 – Управление качеством и направлению 221400 – Управление качеством.

Приобрести книгу в издательстве можно, прислав заявку:

по почте: 107076, г. Москва, Стромьинский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительная информация по телефонам: (499) 269-52-98, 269-66-00 и на сайте WWW.MASHIN.RU

УДК 621.396.6.002.72

К.Н. Бугорков, аспирант, **В.Г. Ковалёв**, д-р техн. наук, профессор
(Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана)
E-mail: niipm-0701@yandex.ru

Расчёт площади пятна контакта провода и вывода при монтаже методом накрутки

Рассмотрен вопрос расчета площади пятна контакта провода и вывода при монтаже методом накрутки. Произведен расчет площади пятна контакта с учетом радиуса рабочей кромки вывода.

This article discusses the calculation of the area of the contact wire and terminal by wire wrapping. Calculation of contact area taking to the account of radius of a working edge of the terminal is made.

Ключевые слова: монтаж методом накрутки, пятно контакта.

Keywords: wire wrapping, area of the contact.

Согласно ГОСТ 28380–89 *соединение накруткой* — это электрическое соединение между проводом и выводом с острыми ребрами, при котором провод накручивается с контролируемым механическим усилием непосредственно на вывод, при этом витки провода врезаются и за счет врезания или вдавливания зацепляются за ребра вывода, образуя газонепроницаемый участок (рис. 1).

Соединение "провод–вывод" удерживается вместе благодаря упругим напряжениям, возникающим в этих двух элементах. Острые края вывода образуют точки высокого давления, которые приводят к появлению выемок как на проводе, так и на выводе. Результирующее газонепроницаемое соединение двух метал-

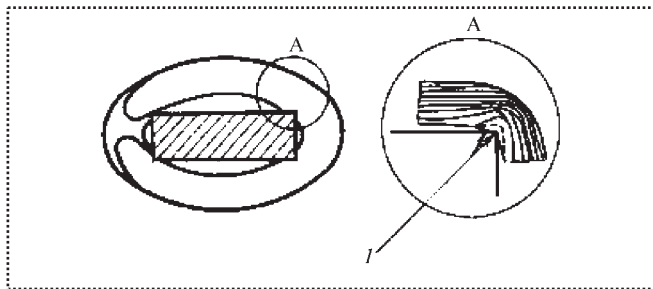


Рис. 1. Соединение накруткой:
1 – газонепроницаемый участок

лов с большим натягом обеспечивает электрическую непрерывность и механическую стабильность [1].

Для изготовления выводов применяют медь, латунь, плакированную сталь, никелево-серебряные сплавы, бериллиевую и фосфористую бронзы.

Сырье выводов выпускают в виде пластин, лент, прокатного (а затем сплющенного) бруска или протянутой проволоки. Прочность на растяжение материала составляет $\sigma_B = (3,5...16,0) \cdot 10^2$ МПа в зависимости от метода изготовления и состава. Как зависит прочность металлов на растяжение от технологии производства сырья, показано в табл. 1 для некоторых сплавов, пригодных для производства выводов (холодное формование увеличивает не только прочность, но и удельное сопротивление металла) [2].

Если вывод изготавливают из прокатного материала, то края его слегка закругляют (рис. 2, а). Выводы, прессованные из пластины, ленты слегка заострены (рис. 2, б).

Слишком большие радиусы кромок могут привести к ослаблению радиальной силы и отсутствию герметичного соединения. На выводы, края которых закруглены со слишком большим радиусом, накрученный провод не прижимается так, как нужно, и соединение имеет высокое переходное сопротивление. Острый конец недопустим на краях вывода, так как может образовать такие глубокие прорезы на проводе, что прочность на растяжение соединения будет на 50...60 % ниже прочности на растяжение провода. Особо твердые материалы необходимо очистить по краям от заусенцев.

Для оценки радиусов рабочих кромок выводов воспользуемся методикой, предложенной Ф.П. Михаленко [3]. Согласно данной методике влияние раз-

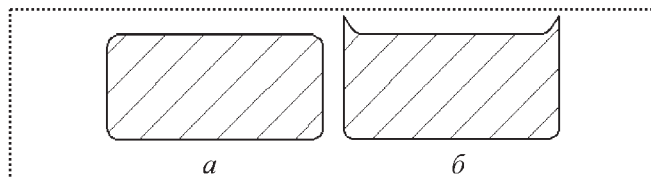


Рис. 2. Поперечное сечение тянутого (а) и прессованного вывода (б)

Таблица 1

Прочность сплавов на растяжение, МПа

Состав материала	Лист, пластина, лента, прокатный брусок	Прокатная проволока
Латунь (65/35)	358...732	455...910
Фосфор-бронза (5 % Sn)	408...800	563...900
Медь-никель (80/20)	394...612	394...810
Медь-никель-цинк (12 % Ni, 23 % Zn)	572...858	620...915
Медь-бериллий (2 % Be)	1125...1530	1300...1620

личного рода технологических факторов на качество деталей из различных материалов разной толщины, получаемых при разделительных операциях листовой штамповки инструментом с острозаточенными режущими кромками, оцениваются относительными величинами – коэффициентами геометрической точности профиля разделения, характеризующими характер профиля разделения:

$$k_y = \frac{h_y}{\delta}; \quad k_n = \frac{h_n}{\delta}; \quad k_c = \frac{h_c}{\delta}, \quad (1)$$

где k_y – коэффициент утяжки;

h_y – высота утяжки;

δ – толщина металла;

k_n – коэффициент блестящего пояска;

h_n – высота блестящего пояска;

k_c – коэффициент скола;

h_c – высота скола.

Коэффициент утяжки характеризует радиус рабочей кромки вывода.

Коэффициенты геометрической точности профиля разделения также зависят от класса геометрической точности профиля разделения и от пластичности материала. Согласно Ф.П. Михаленко выделяют пять классов геометрической точности.

Предположим, что выводы изготавливаются по классу I и классу V.

Класс I характеризуется минимальным значением коэффициента утяжки ($k_y \leq 0,14$), весьма высоким значением коэффициента блестящего пояска k_n , наличием вторичного блестящего пояска и отсутствием заусенцев. Получение деталей этого класса геометрической точности сопровождается большими силовыми и энергетическими затратами на разделение деформируемого металла.

Для деталей (выводов) класса I из цветных малопластичных металлов (латунь, бронза) $k_y = 0,05$, следовательно:

- радиус рабочей кромки вывода размером 1×1 мм равен 0,05 мм;
- радиус рабочей кромки вывода размером 2×2 мм равен 0,1 мм.

Класс V характеризуется очень большим значением k_y . При этом получаемые детали имеют заметный на ощупь заусенец. Для деталей (выводов) класса V из цветных малопластичных металлов $k_y = 0,12...0,19$, следовательно:

- радиус рабочей кромки вывода размером 1×1 мм равен 0,12...0,19 мм;
- радиус рабочей кромки вывода размером 2×2 мм равен 0,2...0,4 мм.

Рассчитаем площадь контакта вывода и провода с учетом возможных радиусов рабочих кромок выводов.

Во время накручивания провода давление, возникающее на контактирующих поверхностях, достигает величины предела текучести материала проводника. Для определения площади пятна контакта провода и вывода при монтаже методом накрутки рассмотрим взаимодействие провода и вывода при их пластическом взаимодействии. При накрутке проводника на вывод происходит деформирование проводника с врезанием вывода на некоторую глубину h (рис. 3).

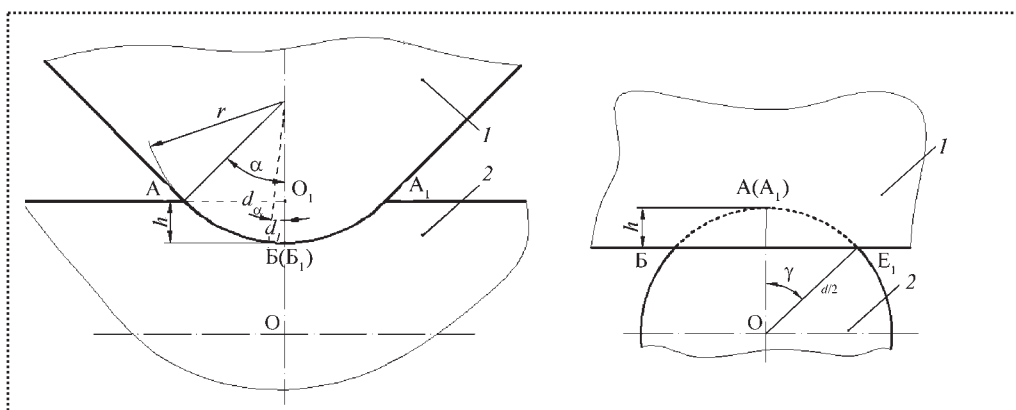


Рис. 3. Определение площади пятна контакта провода и вывода с учетом радиуса рабочей кромки вывода:

1 – вывод; 2 – провод



Согласно закону Гука упругая относительная деформация проводника равна:

$$\varepsilon = \frac{\sigma_T}{E}, \quad (2)$$

где σ_T – предел текучести материала провода;
 E – модуль упругости первого рода материала провода.

С другой стороны относительная деформация проводника:

$$\varepsilon = \frac{h}{d}, \quad (3)$$

где d – диаметр проводника.

Следовательно, максимальная глубина упругого врезания вывода в провод равна:

$$h_{\max} = d \frac{\sigma_T}{E}. \quad (4)$$

Из рис. 3 видно, что

$$h = r (1 - \cos \alpha); \quad (5)$$

$$h = \frac{d}{2} (1 - \cos \gamma), \quad (6)$$

где r – радиус рабочей кромки вывода.

Из (4) и (5) находим максимальный угол α :

$$d \frac{\sigma_T}{E} = r (1 - \cos \alpha_{\max});$$

$$\alpha_{\max} = \arccos \left[1 - \frac{d}{r} \cdot \frac{\sigma_T}{E} \right]. \quad (7)$$

Из формул (4) и (6) находим максимальный угол γ :

$$d \frac{\sigma_T}{E} = \frac{d}{2} (1 - \cos \gamma_{\max});$$

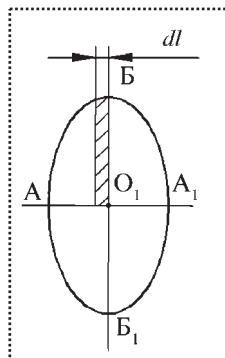


Рис. 4. Пятно контакта провода и вывода

$$\gamma_{\max} = \arccos \left(1 - 2 \frac{\sigma_T}{E} \right). \quad (8)$$

Из уравнений (5) и (6) находим связь между углами α и γ :

$$r (1 - \cos \alpha) = \frac{d}{2} (1 - \cos \gamma); \quad (9)$$

$$\gamma = \arccos \left[1 - 2 \frac{r}{d} (1 - \cos \alpha) \right].$$

Рассмотрим пятно контакта провода и вывода (рис. 4).

Из рис. 3 и 4 видно, что

$$O_1 A_1 = r \sin \alpha; \quad O_1 B_1 = \frac{d}{2} \sin \gamma;$$

$$dl = r d\alpha.$$

Следовательно, элементарная площадь пятна контакта

$$dS = r d\alpha \frac{d}{2} \sin \gamma. \quad (10)$$

Полная площадь пятна контакта проводника и вывода

$$S = 2 r d \int_0^{\alpha_{\max}} \sin (\gamma_{\max} - \gamma) d\alpha.$$

С учетом значения γ_{\max}

$$S = 2 r d \int_0^{\alpha_{\max}} \sin \left\{ \arccos \left(1 - 2 \frac{\sigma_T}{E} \right) - \arccos \left[1 - 2 \frac{r}{d} (1 - \cos \alpha) \right] \right\} d\alpha. \quad (11)$$

Из работы [1] с учетом принятых в данной статье обозначений следует, что площадь пятна контакта провода и вывода без учета радиуса рабочих кромок вывода

$$f = \frac{\sqrt{2}}{3} d^2 \sin \gamma (1 - \cos \gamma). \quad (12)$$

Определим и сравним площадь пятна контакта провода и вывода с учетом и без учета радиуса рабочих кромок вывода в зависимости от класса точности профиля разделения.



Таблица 2

Результаты расчетов

Класс точности профиля разделения	Радиус рабочих кромок, мм	Площадь пятна контакта, мм ²		Отношение площадей, S / f
		с учетом радиуса	без учета радиуса	
I	0,05	$4,6 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-5}$	10
V	0,12	$7,2 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-5}$	16

Пусть медный провод диаметром 0,5 мм имеет характеристики [5]:

$\sigma_T = 250$ МПа; $E = 120 \cdot 10^3$ МПа. Размер вывода 1×1 мм.

Результаты расчетов представлены в табл. 2.

Заключение

Выполненные расчеты показывают, что площадь пятна контакта провода и вывода с учетом радиуса рабочих кромок вывода на порядок больше, чем площадь пятна контакта провода и вывода без учета радиуса рабочих кромок вывода.

Библиографический список

1. Метод монтажа накруткой / В.М. Долкарт и др.; под ред. Р.Г. Варламова, Н.В. Сергеева. М.: Энергия, 1967. 48 с.
2. Фролик Я. Непаяные соединения в электронике. М.: Энергия, 1978. 192 с.
3. Михайленко Ф.П. Стойкость разделительных штампов. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.
4. Ковалев В.Г., Ковалёв С.В. Предельные величины силовых и геометрических параметров при электромонтаже методом накрутки // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2012. № 8. С. 36–42.
5. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. 592 с.

УДК 621.822.082

В.М. Липка, магистр, Ю.Л. Рапачкий, канд. техн. наук, доцент
(Севастопольский национальный технический университет, Украина)
E-mail: u.l.rapatskiy@mail.ru

Технологическое обеспечение надёжности резьбовых соединений при автоматизированной сборке силовых агрегатов автомобилей

Рассмотрено совместное действие различных стохастических факторов, снижающих надёжность резьбовых соединений в силовых агрегатах автомобилей. Предложены технологические мероприятия для повышения надёжности резьбовых соединений при автоматизированной сборке силовых агрегатов автомобилей.

Joint action of the various stochastic factors reducing reliability of threaded connections in power units of cars are considered. Technological actions for increase of reliability of threaded connections at the automated assembly of power units of cars are offered.

Ключевые слова: резьбовое соединение, силовой агрегат автомобиля, надёжность, фреттинг, отвинчивающий момент, автоматизированная сборка.

Keywords: threaded connection, power unit of the car, reliability, fretting, unscrewing moment, automated assembly.

Введение

Отказы резьбовых соединений (РС) являются одной из главных причин преждевременного выхода из

строя силовых агрегатов автомобилей (САА), что приводит к значительным материальным потерям. В результате исследований, проведенных в Севастопольском национальном техническом университете (СевНТУ) и на Мелитопольском моторном заводе (МеМЗ), который серийно производит силовые агрегаты для легковых автомобилей "Сенс", "Ланос" и ведет сборку двигателей для моделей "Форзе", выпускаемых на ОАО "Запорожский автомобильный завод" совместно с КНР, было установлено, что в САА более 70 % отказов РС вызваны технологическими причинами, имеющими место при изготовлении резьбовых деталей (РД) и сборке изделий.

При автоматизированной сборке САА контроль параметров РД осуществляется выборочно, что не исключает попадания на сборочную линию до 12 % бракованных деталей. Кроме того, автоматизированное сборочное оборудование не обеспечивает стабильность и равномерность момента затяжки групповых РС, что в совокупности с невозможностью контроля величины натяжения стержней болтов и шпилек создает условия для появления недотянутых либо перетянутых соединений [1, 2].

Проблемам обеспечения прочности и надежности РС при эксплуатации посвящены труды И.А. Биргера, Г.Б. Иосилевича [4], А.И. Якушева, а также А.Г. Кесарийского, Ю.А. Постола и В.В. Сатокина [3] и др. Вместе с тем, в большинстве публикаций недостаточно внимания уделено влиянию технологии изготовления деталей с резьбой и сборки РС на их надежность при эксплуатации САА. До настоящего времени не решен в полной мере вопрос, как предотвратить релаксацию и раскрытие стыков в наиболее нагруженных РС в САА. Не всегда удается однозначно установить причины возникновения отказов некоторых РС в процессе эксплуатации САА, в том числе в гарантийный период, при условии, что другие соединения, собранные из идентичных РД по одинаковой технологии, на одном и том же автоматизированном оборудовании, работают в таких же условиях безотказно.

Анализ условий работы и надежности резьбовых соединений

Рассматриваемый САА включает в себя бензиновый двигатель рабочим объемом 1,3 или 1,4 л в сборе с коробкой перемены передач, системой впрыска топлива и навесными агрегатами, общей массой более 130 кг. Всего в САА более 50 РС, 19 наиболее ответственных из них являются групповыми и содержат от 2 до 10 болтов М8...М14, стопорение от самоотвинчивания обеспечивается усилием затяжки.

Основным показателем надежности РС в САА является статическая и усталостная прочность, в том числе отсутствие релаксации, самоотвинчивания и повреждений соединяемых деталей в течение срока эксплуатации. Кроме того, для РС в САА существенное значение имеет такая составляющая надежности, как ремонтпригодность, в том числе возможность многократной сборки и разборки РС без потери его прочности и замены соединяемых деталей. Специфика работы РС в САА состоит в совместном действии

ряда факторов, способных вызвать ослабление затяжки, таких как перепады температуры в пределах до 150 °С, а в отдельных узлах – до 500 °С, знакопеременные нагрузки и вибрации, действующие в течение длительного времени, а также пиковые нагрузки при нештатных и аварийных режимах работы (перегрев, детонация, калильное зажигание, применение низкосортного топлива и т.д.). Классификация отказов РС в САА приведена на рис. 1.

Экспериментальные исследования надежности РС были проведены на МеМЗе и в СевНТУ – на десяти САА МеМЗ-307, в момент начала наблюдений находившихся на гарантии. Конструкция рассматриваемого РС содержит чугунный блок цилиндров, головку блока цилиндров из алюминиевого сплава, металлизированную прокладку между ними и 10 специальных болтов М12×1,25-5g, в которых при затяжке создаются напряжения растяжения, близкие к $(0,7...0,8)\sigma_T$, где σ_T – предел текучести материала болта. В ходе эксперимента за 1500 ч наработки момент затяжки каждого из десяти болтов крепления головки блока цилиндров к блоку цилиндров двигателя уменьшился в среднем на 3,5 Н·м или на 4 % от первоначальной номинальной величины. Такое ослабление затяжки не представляет опасности, если при сборке РС обеспечено требуемое натяжение стержня каждого из десяти болтов с необходимым запасом, однако в течение длительного времени наработки может произойти раскрытие стыка, что приводит к выходу САА и дорогостоящему ремонту.

Вместе с тем на двух САА в ходе эксперимента произошли два случая ослабления затяжки болтов, более чем на 30 % от номинальной величины, что привело к раскрытию стыка и отказу двигателей. Экспериментально подтверждено существенное влияние на надежность РС приведенного среднего диаметра и конусности резьбового отверстия, в совокупности характеризующих его точность [4]. В указанных случаях

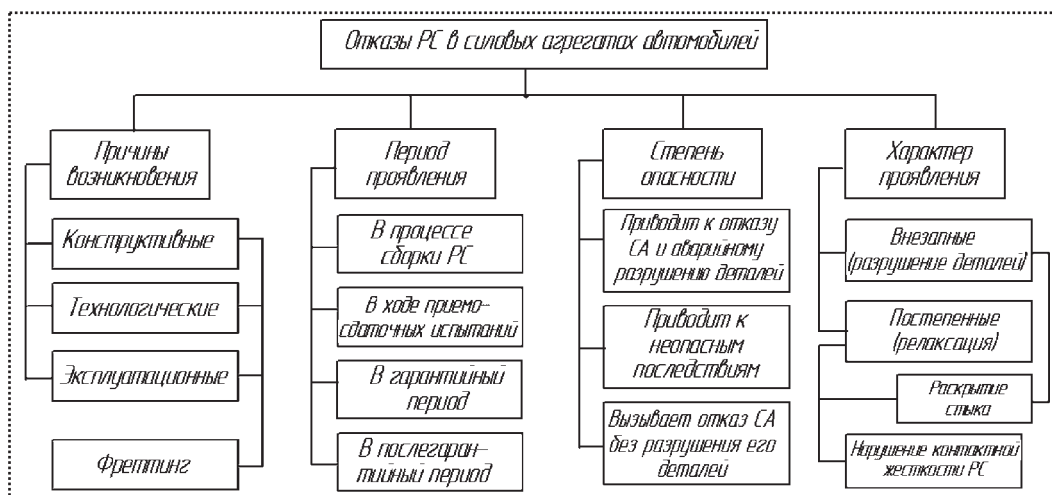


Рис. 1. Классификация отказов резьбовых соединений в САА



причинами отказа были завышенные зазоры между РД в РС совместно с температурными и силовыми воздействиями.

Как показано в работе [3], затяжка групповых РС при автоматизированной сборке двигателя вносит существенные искажения в первоначально заданную форму рабочих поверхностей цилиндров. Экспериментами, проведенными на МеМЗ в ходе конструкторско-технологических мероприятий по увеличению рабочего объема серийного двигателя МеМЗ-307 с 1,3 до 1,4 л подтверждено, что существующие технологические приемы автоматизированной сборки РС не гарантируют оптимального характера крепления головки к блоку цилиндров. Конструкторской документацией моменты затяжки всех болтов в рассматриваемом РС установлены равными, несмотря на явные различия локальной жесткости головки и блока цилиндров в различных зонах расположения крепежных элементов. Фактические значения моментов затяжки РС, как показали исследования на МеМЗе и в СевНТУ, из-за погрешностей изготовления РД и несовершенства технологии сборки могут отличаться на 25 % и более. Эксперименты позволили установить, что при затяжке болтов головки цилиндров происходит значительное изменение пространственного положения осей РД [3].

Вместе с тем после сборки двигателя неперпендикулярность оси цилиндра плоскости разъема блока цилиндров не должна превышать 0,025 мм, нецилиндричность – не более 0,01 мм, номинальный зазор между поршнем и цилиндром должен составлять 0,05 мм, а шероховатость зеркала цилиндра – не более 0,8 мкм. При отклонениях от указанных параметров возникает прорыв газов в картер, снижается компрессия, ускоряется износ деталей цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма, падает мощность двигателя и уменьшается его надежность.

Анализ деформации блока цилиндров от затяжки РС показал, что незначительное изменение положения оси резьбового отверстия по отношению к стенке блока цилиндров существенно изменяет величину и характер деформирующих усилий в последнем [3]. Среди причин такого явления следует отметить неточности литья и обработки резьбовых отверстий, наличие неперпендикулярности опорной поверхности головки болта его оси, изгиб стержня и другие погрешности изготовления РД. Подобные деформации блока цилиндров в большинстве случаев не угрожают непосредственно работоспособности двигателя, но существенно снижают его надежность. Таким образом, даже незначительные отклонения зон расположения крепежа головки и блока цилиндров, неравномерность затяжки и изгиб осей болтов могут вызывать отказы РС.

Анализ влияния вибраций на надежность резьбовых соединений

При различных режимах работы в САА одновременно действуют несколько источников вибраций различной частоты. Например, на холостом ходу распределительный вал двигателя, вращаясь с частотой 450 с^{-1} , является источником низкочастотных вибраций, которые ускоряют явление ползучести в гладкой части болта и в несвинченной части резьбы, способствуя более интенсивной релаксации напряжений в РС головки и блока цилиндров. При этом на каждый болт действует суммарный момент [4]

$$M_{\Sigma} = M_{\text{отв}} + M_{\text{т.з}} + M_{\text{р}}, \quad (1)$$

где $M_{\text{отв}}$ – отвинчивающий момент, $M_{\text{отв}} = 0,5 F_0 d_2 \frac{f_{\text{р}}}{\cos \psi}$ (F_0 – сила затяжки, Н; d_2 – средний диаметр резьбы, м, $f_{\text{р}}$ – коэффициент трения в резьбе, ψ – угол подъема резьбы, $\psi = \arctg \frac{P}{\pi d_2}$, P – шаг однозаходной резьбы, м);

$M_{\text{т.з}}$ – остаточный торсионный момент, возникающий в результате затяжки;

$M_{\text{р}}$ – момент трения в резьбе.

При отсутствии вибрации отвинчивающий момент существенно меньше суммы моментов трения в резьбе $M_{\text{р}}$ и по торцу болта (гайки) $M_{\text{т}}$:

$$M_{\text{отв}} \ll M_{\text{р}} + M_{\text{т}} = Q_0 \frac{d_2}{2} \text{tg} \beta + Q_0 R_{\text{т}} \mu_{\text{т}}, \quad (2)$$

где $M_{\text{р}} = Q_0 \frac{d_2}{2} \text{tg} \beta$; $M_{\text{т}} = Q_0 R_{\text{т}} \mu_{\text{т}}$;

β – угол между стороной профиля резьбы и перпендикуляром к оси резьбы, для метрической резьбы $\beta = 30^\circ$;

$R_{\text{т}}$ – радиус опорной поверхности гайки (головки болта);

$\mu_{\text{т}}$ – коэффициент трения по торцу гайки (болта).

Вибрационные и другие воздействия значительно усиливают действие отвинчивающего момента.

Зависимость изменения отвинчивающего момента $M_{\text{отв}}$ от силы F_0 затяжки РС и коэффициента трения в резьбе $f_{\text{р}}$ (при отсутствии вибраций), из которой виден её сложный, нелинейный характер, представлена на рис. 2.

В результате совместного действия вибраций, силовых нагрузок и температурных деформаций значения силы натяжения стержня каждого болта в групповом РС и коэффициента трения в резьбах случайным

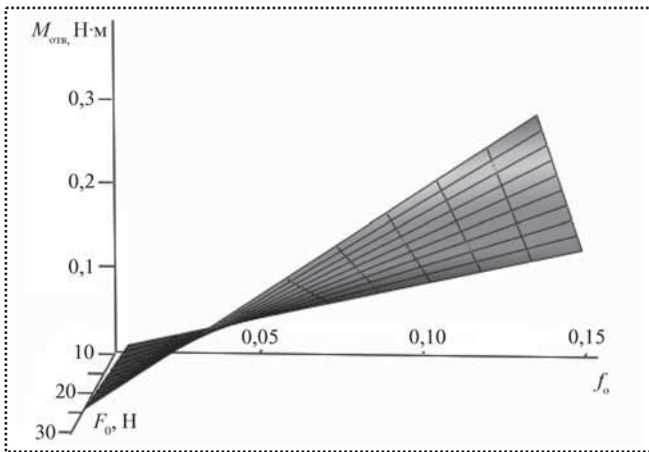


Рис. 2. Зависимость отвинчивающего момента $M_{отв}$ от силы F_0 затяжки РС и коэффициента трения f_p в резьбе

образом изменяются, что может приводить к релаксации и раскрытию стыка.

Анализ влияния жесткости болтов и соединяемых деталей на эксплуатационную надежность резьбовых соединений

Используя известный подход, предложенный Г.Н. Кошкаряном и Г.Г. Шекином в их статьях в 1978–1980 гг., рассмотрим влияние жесткости болтов и соединяемых деталей на надежность РС головки блока цилиндров с блоком цилиндров при эксплуатации САА. Расчетная схема показана на рис. 3, где РС заменено колебательной системой с одной степенью свободы. В качестве допущения примем, что расстояние между болтами крепления головки цилиндров достаточно велико и их взаимным влиянием можно пренебречь. Такое допущение основано на том, что ослабление затяжки любого из болтов в рассматриваемом РС вызывает его отказ.

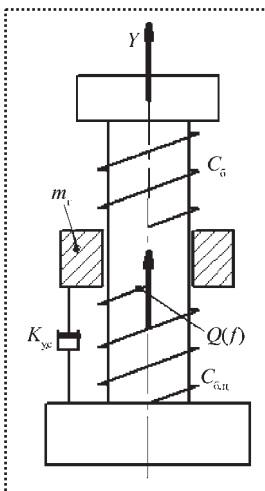


Рис. 3. Расчетная схема для моделирования РС под воздействием периодических нагрузок при работе САА

Пусть масса m , в данном случае, для группового РС, – часть массы присоединенной детали (головки цилиндров массой m_r), приходящаяся на один болт $m = 0,1 m_r$, совершает колебания вдоль оси под действием периодической силы $Q(t) = Q_m \sin \omega t$, с амплитудой Q_m и частотой ω . Дифференциальное уравнение, приближенно описывающее движение в соединении "блок–головка блока цилиндров–болт", в комплексном виде можно записать следующим образом:

$$my'' + (K_{y.c} i + 1)(C_{6.ц} + C_6)y = Q(t), \quad (3)$$

где y – смещение головки цилиндров вдоль оси Y ; $K_{y.c}$ – коэффициент упругого сопротивления; i – мнимая единица; $C_{6.ц}$ и C_6 – жесткости блока цилиндров и болта.

После разложения функции $Q(t)$ в ряд Фурье решением уравнения (3) будет:

$$y = \frac{1}{C_6 + C_{6.ц}} \left[\frac{G_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{C_n \cos(n\omega t - \gamma_n) - H_n \sin(n\omega t - \gamma_n)}{\sqrt{\left(1 - \frac{n^2 \omega^2}{p^2}\right)^2 + \frac{K_{y.c}^2 n^2 \omega^2}{p^2}}}, \quad (4)$$

где G_0 , G_n и H_n – коэффициенты разложения; $n = 1, 2, \dots$;

γ_n – коэффициент, характеризующий динамичность системы:

$$\gamma_n = \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{\omega^2}{p^2}\right)\right]^2 + \left(\frac{\nu}{\pi}\right)^2 \left(\frac{\omega}{p}\right)^2}. \quad \text{Здесь } \nu \text{ – логарифмический декремент затухания колебаний;}$$

p – частота собственных колебаний системы

$$p = \sqrt{\frac{C_6 + C_{6.ц}}{m}}.$$

Коэффициенты разложения G_n и H_n определяют по формулам:

$$G_n = \frac{2}{T} \int_0^T Q(t) \cos n\omega t dt;$$

$$H_n = \frac{2}{T} \int_0^T Q(t) \sin n\omega t dt,$$

где T – преобладающий период изменений внешней силы.

Выражение для G_0 найдем из следующих соображений. Из формулы (4) видно что если частота собственных колебаний системы совпадает с частотой одной из гармоник возмущающей силы, то в РС возник-



кает резонанс. В этом случае амплитуда вынужденных упругих колебаний головки блока цилиндров превысит величину деформации от предварительного сжатия деталей, что приведет к падению давления на поверхностях стыка до нуля и отказу РС.

Превышение вынужденных упругих деформаций в РС над предварительными (т.е. раскрытие стыка) имеет место при определенных соотношениях $\frac{\omega}{p}$ и

$\frac{Q_{\max}}{Q_0}$, где Q_{\max} – максимальное значение возмущающей силы, Q_0 – усилие предварительной затяжки болта. Для нахождения зависимости между указанными величинами рассмотрим пульсирующую нагрузку по оси Y как преобладающую и наиболее опасную в рассматриваемом РС:

$$0 \leq Q(t) \leq Q_m.$$

Значения соответствующих коэффициентов разложения функции $Q(t)$ в ряды Фурье будут:

$$G_0 = \frac{Q_{\max}}{2}; G_1 = -\frac{Q_{\max}}{2}; \\ G_2 = G_3 = \dots = 0; H_1 = H_2 = \dots = 0.$$

Пренебрегая демпфированием, после соответствующих преобразований получим уравнение вынужденных колебаний головки блока цилиндров:

$$y = y_{г.ц} - y_0 \cos \omega t,$$

где $y_{г.ц}$ – статическое смещение головки цилиндров, соответствующее среднему значению возмущающей силы:

$$y_{г.ц} = \frac{Q_{\max}}{2mp^2}.$$

Амплитуда вынужденных колебаний y_0 головки блока цилиндров будет равна

$$y_0 = \mu y_{г.ц}, \quad (5)$$

где μ – динамический коэффициент,

$$\mu = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}.$$

Из выражений (3–5) следует, что условие раскрытия стыка в РС головки с блоком цилиндров, при известных значениях отношений $\frac{\omega}{p}$ и $\frac{Q_{\max}}{Q_0}$, для рас-

смотренного вида пульсирующей нагрузки по оси Y может быть представлено следующим образом:

$$\frac{Q_{\max}}{Q_0} \geq \frac{2(C_6 + C_{6.ц})}{C_0} \cdot \frac{\frac{\omega^2}{p^2} - 1}{\frac{\omega^2}{p^2}}. \quad (6)$$

Для различных случаев действия внешней нагрузки путем подбора значений коэффициентов C_6 и $C_{6.ц}$ можно предотвратить возникновение резонанса и отказ РС.

Таким образом, периодические силы произвольного характера вызывают в РС полигармонические колебания, состоящие из ряда гармоник. Одной из важнейших причин раскрытия стыка в рассматриваемом случае является резонанс, возникающий из-за совпадения частоты собственных колебаний РС с одной из гармоник возмущающей силы. Вероятность такого раскрытия пропорциональна амплитуде колебаний и массе присоединяемой детали.

Анализ выражения (6) показывает, что путем увеличения жесткости болта C_6 и блока цилиндров $C_{6.ц}$ возможно уменьшить амплитуду колебаний системы "блок–головка блока цилиндров", чем гарантировать нераскрытие стыка и обеспечить уменьшение величины динамического усилия, передаваемого на болт. Поскольку жесткость блока цилиндров увеличить сложно, целесообразно применять болты повышенной жесткости, способные выдержать более высокие моменты затяжки.

Влияние фреттинга на надежность РС

Результаты экспериментов позволяют сделать вывод о том, что большинство ответственных РС в САА в процессе эксплуатации подвержены фреттингу [5], который является одной из важных причин износа, внезапных разрушений РД и раскрытия стыков. Наличие вибраций, значительные тепловые и силовые нагрузки на элементы САА, связанные между собой с помощью РД, приводят к взаимному перемещению деталей, образующих РС, что в совокупности вызывает фреттинг. Недостаточная затяжка и постепенная релаксация РС являются одними из главных факторов, провоцирующих возникновение фреттинга, в том числе при небольших сроках эксплуатации САА. Обобщенную фреттингостойкость различных РС можно приближенно оценить следующим образом:

$$t_{\phi} = k_1 Ra \exp\left(-\frac{k_2 AP_n f_n}{Ra}\right),$$

где t_{ϕ} – критерий фреттингостойкости – время, соответствующее моменту повышения силы трения в РС;



k_1, k_2 – эмпирические коэффициенты, зависящие от состава и физико-механических свойств материала образцов, а также свойств среды [5];

Ra – параметр шероховатости;

A – амплитуда микропроскальзываний;

P_n – номинал нагрузки;

f_B – частота вибраций.

Проникновение смазки в отдельные РС в САА, как показали исследования, не может гарантировать отсутствие фреттинга. Проблема обеспечения фреттингостойкости РС в полной мере еще не решена.

Выводы и рекомендации

1. Отказы РС при эксплуатации САА возникают в результате совместного действия ряда стохастических факторов, таких как силовые, температурные и вибрационные воздействия, технологические погрешности изготовления РД и сборки РС, недостаточная жесткость болтов, фреттинг. Кроме того, раскрытие стыка нередко бывает вызвано ошибками в конструировании и расчете РС из-за пренебрежения влиянием вибраций, температурных деформаций и т.д.

2. Расчетным путем установлено и экспериментально подтверждено, что для увеличения резонансной частоты колебаний ω в рассматриваемом РС головки и блока цилиндров в 2 раза достаточно увеличить жесткость болтов примерно в 4 раза, что позволяет существенно снизить вероятность раскрытия стыка.

3. Эффективным средством повышения надежности РС в САА является применение более прочных и жестких РД совместно с увеличением моментов затяжки, при условии обеспечения расчетных величин натяжения стержня болта и зазора между резьбовыми поверхностями.

4. Для предотвращения получения бракованных РС, имеющих пониженную прочность, при автоматизированной сборке САА эффективно применение винтовёртов и гайковёртов, позволяющих в ходе свинчивания и затяжки оперативно диагностировать значения силовых и динамических параметров и останавливать сборочный процесс, не допуская повреждения деталей и выпуска негодных изделий.

5. Целесообразно шире применять режущо-деформирующий инструмент и раскатники для повышения точности и качества внутренних резьб.

6. Применяемая технология изготовления РД с наружной резьбой должна обеспечивать соответствие всего комплекса ее геометрических параметров, механических характеристик и свойств поверхностного слоя заданным значениям [1].

7. При изготовлении РД с наружной резьбой и внутренней резьб необходимо учитывать технологическую наследственность.

8. Необходимо применять конструктивные и технологические приемы по предотвращению фреттинга, в том числе использовать резьбонакатывание для получения деталей с наружной резьбой и раскатывание для резьбовых отверстий, специальные смазки, защитные покрытия, прокладки из полимерных материалов и т.д.

Предлагаемые технологические мероприятия позволяют повысить надежность РС и снизить потери от отказов САА на 6–7 %.

Предлагаемые технологические мероприятия позволяют повысить надежность РС и снизить потери от отказов САА на 6–7 %.

Библиографический список

1. Рапацкий Ю.Л., Липка В.М. Исследование влияния параметров резьбовых крепежных деталей на качество сборки изделий машиностроения / Ю.Л. Рапацкий // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2010. № 11. С. 20–27.
2. Технология автоматической сборки / А.Г. Холодкова, М.Г. Кришталь, Б.Л. Штриков и др.; под ред. А.Г. Холодковой. М.: Машиностроение, 2010. 560 с.
3. Кесарийский А.Г., Постол Ю.А., Сатокин В.В. Исследование деформирования резьбового соединения головки и блока цилиндров поршневого двигателя // Двигатели внутреннего сгорания. 2010. № 1. С. 51–53.
4. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с.
5. Шевеля В.В., Олександренко В.П. Трибохимия и реология износостойкости. Хмельницкий: ХНУ, 2006. 378 с.

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

Учредитель ООО "Издательство Машиностроение".

Адрес электронной почты издательства: mashpubl@mashin.ru;

редакции журнала: sborka@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 06.02.13 г. Подписано в печать 19.03.13 г. Формат 60×88 1/8.

Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Свободная цена.

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

Отпечатано в ООО "Белый ветер", 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.