ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

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

10 2008 (99)

СОДЕРЖАНИЕ

Современные технологии сборки

Шишкин В.Н., Виноградова О.В. Адаптационная оптимизация качества сборки серийного газотурбинного двигателя . . . 3

Спиридонов А.В., Рябов Г.К. Модернизация конструкции и настройка автоматических клиноременных вариаторов . . . 7

Белобородов С.М., Козинов А.М. Коррекция монтажных дисбалансов . . . 9

Сборочное оборудование и его элементы

Расторгуев Г.А. Надежность технологических систем в сборочном производстве . . . 11

Технологическая оснастка

Федотов М.В. Автоматизированный расчет параметров податливого крепления сборочного устройства . . . 16

Сборочно-сварочные работы. Пайка

Рыльцев И.К., Журавлев А.Н., Абдуллов Р.В. Обеспечение точности тонкостенных сварных конструкций рам электротехнических изделий . . . 21

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Ломаев В.И., Сагателян Г.Р. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей из композиционных материалов, изготовляемых намоткой . . . 25

Карабань В.Г., Митина Е.И. Коррекция допусков деталей клиновых механизмов свободного хода механических импульсных передач при воздействии температуры . . . 30

Разборка. Ремонт

Коротков В.А., Михайлов И.Д., Веснин А.М., Зотов А.С. Опыт внедрения технологий восстановления на ведущих предприятиях Урала . . . 33

Сергеев В.В., Куликов П.Р. Восстановление коленчатых валов дизельных двигателей сверхзвуковой электродуговой металлизацией . . . 37

В помощь конструктору, технологу

Войнов К.Н., Алексеев А.А., Балесный Ю.В. Разработка методов повышения надежности карданных валов и упрощения их ремонта . . . 41

Информация

Коротков А.Н., Шатько Д.Б. Повышение эксплуатационных возможностей лепестковых шлифовальных кругов . . . 44

Нормативная документация

Методические указания по балансировке жестких роторов (по материалам ГОСТ 22061–76). *Продолжение* . . . 50

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.: (495) 268-38-42; тел./факс: 268-85-26. Факс: (495) 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.

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

Редакционный совет

МОСКВА
В.М. БЕДРИН
А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор)
А.А. ГУСЕВ
А.М. ДАЛЬСКИЙ
И.Н. ЖЕСТКОВА (зам. главного редактора)
Ю.Л. ИВАНОВ
Ю.Г. КОЗЫРЕВ
А.И. КУМЕНКО
А.В. МЕДАРЬ
Е.А. МИКРИН
Ю.Ф. НАЗАРОВ
В.В. ПОРОШИН
О.Н. РУМЯНЦЕВА
Б.В. ШАНДРОВ
А.А. ШАТИЛОВ
А.Г. ХОЛОДКОВА
Г.А. ЯРКОВ

Региональные редсоветы

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

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

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

Ответственные за подготовку и выпуск номера:
Н.М. КУЩ-ЖАРКО, О.Н. ЛУТОВИНИНА, Л.В. САВЕЛЬЕВА

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

© Издательство “Машиностроение”, “Сборка в машиностроении, приборостроении”, 2008

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

10 2008 (99)

CONTENTS

Modern Technologies in Assembly

Shishkin V.N., Vinogradova O.V. Adaptable optimization of quality of assembly the serial gas-turbine engine . . . 3

Spiridonov A.V., Ryabov G.K. Modernization of the design and adjustment automatic v-belt variators . . . 7

Beloborodov S.M., Kozinov A.M. Correction of assembly disbalances . . . 9

Production Tools and Machinery for Assembly

Rastorguev G.A. Reliability of technological systems of assembly production . . . 11

Production Tools and Machinery for Assembly

Fedotov M.V. The automated of definition of parameters of flexible fastening of the assembly device . . . 16

Assembly Welding Works. Solder

Rylzev I.K., Zhuravlev A.N., Abdullov R.V. Assurance of accuracy of thin-walled welded frameworks of electrical products . . . 21

Quality Assurance. Testing. Monitoring

Lomaev V.I., Sagatelyan H.R. Technological providing of the performance attributes of machine parts, made of composite materials by winding . . . 25

Karaban V.G., Mitina E.I. Correction of detail's admissions the wedges mechanisms of a free way for mechanical pulse transfers with temperature influence . . . 30

The Dismantling. Repair

Korotkov V.A., Mikhailov I.D., Vesnin A.M., Zotov A.S. Experience of implementation restoration techniques on main Ural's plants . . . 33

Sergeev V.V., Kulikov P.R. Restoration of diesel engines crankshaft's details by supersonic arc welding metallization . . . 37

Industrial and Design Engineer's Aid

Voinov K.N., Alekseev A.A., Balesny Y.V. Increasing reliability methods of drive shafts design and simplification of it's repair . . . 41

Information

Korotkov A.N., Shatko D.B. Increase of operational possibilities petal grinding circles . . . 44

Normative Document

Methodical directions by balance of rigid rotors (on the GOST 22061–76). *A prolongation* . . . 50

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.: (495) 268-38-42; ph./fax: 268-85-26. Fax: (495) 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
BEDRIN V.M.
VASIL'EV A.S. (Chief editor)
DALSKY A.M.
GUSEV A.A.
ZHESTKOVA I.N. (Deputy chief editor)
IVANOV YU.L.
KOZYREV YU.G.
KUMENKO A.I.
MEDAR' A.V.
MIKRIN E.A.
NAZAROV Yu.F.
POROSHIN V.V.
RUMIANTSEVA O.N.
SHANDROV B.V.
SHATILOV A.A.
KHOLODKOVA A.G.
YARKOV G.A.

Regional editors

ASTRACHAN
MIKITIANSKI V.V.
BELGOROD
PELIPENKO N.A.
BRIANSK
GORLENKO O.A.
VLADIVOSTOK
KULSHIN Yu.N.
SUPONIA A.A.
KORNIENKO V.M.
VOLGOGRAD
KRISTAL M.G.
KARABAN' V.G.
LYSAK V.I.
TRUKHANOV V.M.
IZHEVSK
ABRAMOV I.V.
YAKIMOVICH B.A.
OSETROV V.G.
PITCHUGIN I.K.
KAZAN
ADGAMOV R.I.
KOVROV
ZHITNIKOV Yu.Z.
KOLOMNA
AMIROV Yu.D.
KOMSOMOLSK-ON-AMUR
MARJIN B.N.
SCHPORT V.I.
SHPILEV A.M.
NABEREZHNYE CHELNY
DMITRIEV S.V.
KHISAMUTDINOV R.M.
OMSK
KOSTIUKOV V.N.
OREL
STEPANOV Yu.S.
KHARLAMOV G.A.
ORENBURG
POLYAKOV A.N.
SERDUK A.I.
FOT A.P.
RYBINSK
BEZIAZYSHNY V.F.
NEPOMILUEV V.V.
SEMENOV A.N.
SAMARA
EVDOKIMOV M.V.
VASHUKOV Yu.A.
KULAKOV G.A.
NIKOLAEV V.A.
ST.-PETERSBURG
KUZMIN V.F.
SHALOBAEV E.V.
TOLIATI
KHAZOV B.F.
RYZHKOV A.I.
KHABAROVSK
LASHKO V.A.

Ukraine
KIEV
ZENKIN A.S.
MATVIENKO V.A.
DONETSK
MIKHAILOV A.I.
SEVASTOPOL
PERVUKHINA E.L.
KHARKOV
ARPENTIEV B.M.

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

Executive editors of current issue:
KUSH-ZHARKO N.M., LUTOVININA O.N., SAVELIEVA L.V.

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

© "Mashinostroenie Publishers", "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2008

В.Н. Шишкин, *д-р. техн. наук,* **О.В. Виноградова**, *канд. техн. наук*
(Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева)

Адаптационная оптимизация качества сборки серийного газотурбинного двигателя*

Рассмотрены возможности повышения эксплуатационных характеристик серийного газотурбинного двигателя (ГТД) методами адаптационной оптимизации параметров монтажа и др. Показана высокая эффективность процедуры подбора элементов газовоздушного тракта на структурных уравнениях связи этих параметров с эксплуатационными характеристиками двигателя.

Opportunities of increase of operational characteristics the serial gas-turbine engine are considered by methods of adaptable optimization of parameters of installation. High efficiency of procedure of selection of elements of a gas-air path on the structural equations of communication of these parameters with operational characteristics of the engine is shown.

Ключевые слова: параметры монтажа, эксплуатационные характеристики, структурные уравнения связи, элементы газовоздушного тракта.

Key words: assembly parameters, service performances, structural equations of bridging, gas-air flow duct elements.

В авиадвигателестроении существует ряд важных проблем, связанных с обеспечением качества изделий. Их решение возможно приспосабливанием, адаптацией к конкретным давно сложившимся условиям проектирования, производства и доводкой сложных конструкций к методам и работе персонала, характерными для данного предприятия.

Основным источником информации для определения эффективных корректирующих воздействий в этих условиях являются: фактические данные о результатах сборки, испытаниях узлов и систем двигателя, его эксплуатационных характеристиках; данные цехового контроля о размерах и свойствах материалов деталей, составе исполнителей основных технологических операций и др.

Увязка указанных параметров различной физической природы, наблюдение за поведением системы взаимосвязей этих параметров позволяют решить ряд важных вопросов повышения качества продукции на базе существующей измерительно-вычислительной техники, имеющегося производственного оборудования и на этой основе формулировать более четкие требования к дальнейшему развитию технических средств.

Обычно предполагают, что эксплуатационные характеристики детали будут в норме, если выдерживают допуски на размер. Это приемлемо для механических систем, не связанных с аэродинамикой. Для некоторых деталей газотурбинного двигателя, в частности, элементов лопаточного венца, требуется более тонкий анализ, и, в ряде случаев, даже оценка качества их изготовления по эксплуатационным характеристикам изделия.

Сложнопрофильные элементы проточной части (лопатки компрессоров и турбин, переходные каналы) являются, прежде всего, газодинамическими элементами. Поэтому появление плавных искажений профильной части в производстве, выход в локальных зонах пера лопатки за допуски вовсе не означают появление брака. Данная лопатка, диффузор, рабочее колесо, компрессор могут работать эффективно в двигателе другой сборки, вместе с другой турбиной и т.д.

Доработка сложнопрофильных элементов проточной части (снятие "лишнего" материала) должна быть мотивированной: взаимная компенсация производственных отклонений при комплектовании и сборке узлов, "приспосабливание" узлов друг к другу могут сделать эту дорогую операцию бесполезной и даже вредной. Поскольку допуски на отклонение формы элементов ГТД назначают до их изготовления и все они считаются "равноправными", адаптация изделия к конкретному производству может быть проведена определением совокупности критических допусков – предельно допустимых соотношений между контролируемыми размерами и др.

*Работа выполнена при научной консультации д-ра техн. наук В.Ф. Безъязычного.

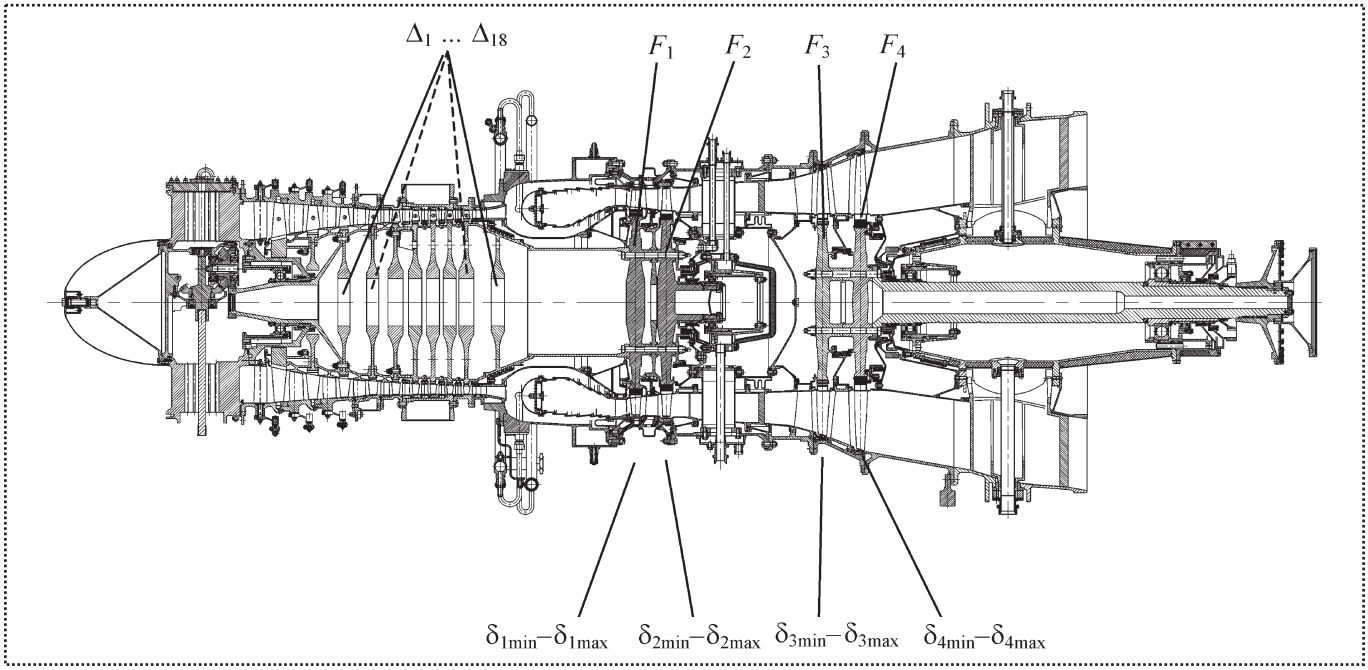


Рис. 1. Схема двигателя Н-4:
$\Delta_1 ... \Delta_{18}$ – радиальные зазоры по тракту осевого компрессора; $F_1 ... F_4$ – площади проходного сечения сопловых аппаратов турбины; $\delta_{min} ... \delta_{max}$ – минимальные и максимальные радиальные зазоры лопаток рабочих колес турбины соответственно

Систематический анализ результатов способов адаптации параметров серийного двигателя к реальным условиям его производства и эксплуатации может сделать очевидным и целесообразным изменение чертежа некоторых узлов, т.е. модифицирование геометрической формы элементов его проточной части.

Рассмотрим один из возможных подходов к решению этих вопросов на конкретных примерах. На рис. 1 приведена схема одного их серийных одноконтурных ГТД, где указаны точки штатных замеров тридцати параметров.

Рассмотрены только три характеристики качества двигателя – КПД, расход $G_т$ топлива и удельный расход C_R топлива. Были собраны и систематизированы данные штатного контроля характеристики качества и тридцати параметров десяти двигателей, прошедших контрольно-сдаточные испытания.

Для радиальных зазоров компрессора, плавно изменяющихся от ступени к ступени, проведем сжатие информации методом главных компонент [1, 2] и снизим размерность $\Delta_1 ... \Delta_{18}$ с 18 до 8: $X_1 ... X_8$ (табл. 1).

По данным табл. 1 получены структурные уравнения связи эксплуатационных характеристик двигателя с действительными отклонениями формы элементов его проточной части:

$$Y_1 = 0{,}3132723 - 0{,}0000083272\frac{X_8 X_5 X_{12}}{X_7} - 0{,}0000380701\frac{X_8 X_9 X_{10}}{X_{14} X_{19}} + 0{,}0000050322\frac{X_8 X_{18} X_{16}}{X_{11}},$$
$$R = 0{,}901,\ S_R = 0{,}001;$$
$$Y_2 = 945{,}4947 + 3{,}666374\frac{X_5 X_{19} X_6}{X_3 X_{13}} + 1{,}586987\frac{X_{17} X_{19} X_8}{X_{10} X_{13}} + 0{,}9260197\frac{X_3 X_5 X_{10}}{X_7}, \quad (1)$$
$$R = 0{,}933,\ S_R = 3{,}517;$$
$$Y_3 = 0{,}2368195 - 0{,}0000007114\frac{X_{12} X_7}{X_5} - 0{,}0000006929\frac{X_2 X_{15}}{X_{13}} + 0{,}0000033946\frac{X_8 X_5 X_{12}}{X_7},$$
$$R = 0{,}937,\ S_R = 0{,}001.$$

Коэффициенты множественной корреляции R имеют высокий уровень, а стандартные отклонения S_R достаточно малы.

1. Исходные данные для получения уравнений связи

Измеряемые параметры	Компоненты параметров	Номера двигателей									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\Delta_1...\Delta_{18}$	X_1	–2,21	–5,39	–0,33	4,78	0,41	–0,92	0,96	–0,07	1,77	0,99
	X_2	0,84	–0,07	4,35	1,59	–0,56	–0,87	–0,98	–1,56	–2,20	–0,53
	X_3	1,98	0,41	–2,53	2,57	0,45	1,52	–1,19	–0,53	–2,09	–0,59
	X_4	–0,13	–0,01	–0,37	–0,13	–1,13	–0,45	1,38	0,55	–1,88	2,18
	X_5	0,12	–1,32	0,53	–0,95	–0,16	1,95	–1,46	0,19	–0,05	1,15
	X_6	–0,37	–0,58	0,07	–0,70	2,27	0,23	0,81	–0,45	–1,11	–0,16
	X_7	1,09	–1,00	0,17	–0,40	–0,59	0,28	0,93	0,90	–0,20	–1,17
	X_8	–1,12	0,35	0,19	0,35	–0,05	0,40	–0,27	1,22	–0,54	–0,53
F_1	X_9	175,00	175,00	173,59	173,59	176,03	176,03	175,00	175,00	175,00	175,00
δ_{1min}	X_{10}	0,74	1,08	0,70	0,68	0,70	0,72	0,71	0,98	0,73	0,72
δ_{1max}	X_{11}	0,75	1,09	0,73	0,85	0,71	0,76	0,74	1,14	0,73	0,76
F_2	X_{12}	294,40	294,40	296,73	296,73	296,74	296,74	294,64	294,64	296,52	296,52
δ_{2min}	X_{13}	0,41	1,11	0,93	0,85	0,71	0,66	0,71	0,63	0,70	0,71
δ_{2max}	X_{14}	0,43	1,12	0,97	0,95	0,75	0,78	0,71	0,66	0,73	0,80
F_3	X_{15}	658,80	658,80	662,60	662,60	663,27	663,27	661,50	661,50	660,93	660,93
δ_{3min}	X_{16}	1,33	1,33	1,37	1,36	1,38	1,38	1,42	1,33	1,41	1,35
δ_{3max}	X_{17}	1,34	1,34	1,37	1,36	1,38	1,38	1,45	1,36	1,41	1,35
F_4	X_{18}	945,00	945,00	959,24	959,24	957,40	957,40	963,84	966,84	962,67	962,67
δ_{4min}	X_{19}	1,13	1,13	1,25	1,15	1,13	1,13	1,20	1,18	1,14	1,13
δ_{4max}	X_{20}	1,15	1,15	1,28	1,19	1,17	1,17	1,26	1,18	1,25	1,14
КПД	Y_1	0,32	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	–
G_T	Y_2	934,88	953,00	939,93	946,56	940,83	958,85	952,97	952,38	946,56	–
C_R	Y_3	0,23	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	–

В полученные уравнения (1) входят одновременно и главные компоненты зазоров компрессора, и площади сопловых аппаратов, и зазоры лопаток рабочих колес турбин. Это означает, что рассматриваемая система взаимосвязи параметров с эксплуатационными характеристиками двигателя сложна, мультипликативна и не существует независимого парциального влияния зазоров. Поэтому для решения экстремальных задач совершенствования качества серийного двигателя нельзя варьировать указанными параметрами по очереди.

С помощью этих уравнений, можно решить некоторые задачи адаптационной оптимизации, в частности, при наличии задела деталей подбирать приемлемые эксплуатационные характеристики по величинам площадей проходного сечения сопловых аппаратов турбины $F_1...F_4$. На практике данный подбор часто проводят на интуитивном уровне. Эту

2. Результаты перебора вариантов компрессора

№ строки	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7	X_8	PK_1 min X_{10}	PK_1 max X_{11}	Y_1	Y_2	Y_3
1	–2,205	0,837	1,978	–0,126	0,116	–0,373	1,086	–1,120	1,080	1,090	0,335	917,4	0,232
2	–5,387	–0,065	0,408	–0,014	–1,324	–0,585	–0,999	0,3502	0,740	0,750	0,321	934,0	0,235

задачу предложено решить прямой подстановкой измеренных величин площадей в уравнения (1).

На основе этих уравнений решают и задачу адаптационной оптимизации распределения холодных радиальных зазоров по газовоздушному тракту. На рис. 2 приведены результаты имитационного моделирования предельно-допустимых соотношений между радиальными зазорами рабочих лопаток первой δ_{1min} и второй δ_{2min} турбин.

Производственные отклонения размеров деталей носят случайный характер. Это позволяет рассматривать задачу взаимной компенсации отклонений формы с точки зрения сохранения или даже повышения эксплуатационных характеристик двигателя. Расчеты показывают, что, например, из десяти двигателей, прошедших предварительные испытания, можно собрать вновь два двигателя, различающихся по характеристикам на 5...7 %. Рассмотрим пример.

В качестве базовых вариантов выберем первые два одноконтурных серийных двигателя (см. табл. 1). Эти варианты отличаются между собой только главными компонентами радиальных зазоров компрессора, радиальными зазорами рабочего колеса первой и второй ступеней силовой турбины. Проведем полный перебор этих вариантов на двух уровнях и рассчитаем с помощью уравнений (1) эксплуатационные характеристики Y_1, Y_2, Y_3 двигателей.

Из табл. 2 видно, что различие Y_1, Y_2, Y_3 этих вариантов существенно. Например, подбор к первому компрессору рабочего колеса первой турбины второго двигателя (см. табл. 2, строку 1) дает увеличение Y_1 на 4 % по сравнению с вариантом подбора ко второму компрессору рабочего колеса первой турбины первого двигателя (см. табл. 2, строку 2). Согласно расчетам, по таблице малых отклонений повышение КПД на 4 % является величиной очень существенной в компрессоростроении. Это эквивалентно снижению расхода топлива и увеличению тяги, что позволяет дополнительно перевезти значительное число пассажиров.

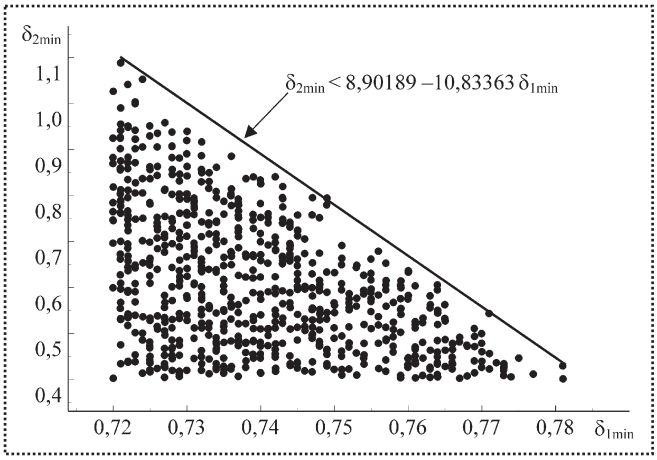


Рис. 2. Предельно допустимые соотношения между δ_{1min} и δ_{2min}

Из этого примера следует, что при данном уровне производства существуют значительные резервы совершенствования характеристик двигателей в серийном производстве. Кроме того, для выполнения подобного рода работ необходимо иметь производственный задел готовых узлов. Это требует соответствующих организационных мероприятий по сбору данных, их систематизации в рамках логистической информационной системы, обеспечивающей оперативную связь между службами предприятия.

Библиографический список

1. **Безъязычный В.Ф., Шишкин В.Н.** Нейроуправление качеством системы проектирование – производство сложнопрофильных элементов ГТД // Полет. 2003. № 10. С. 18–23.

2. **Безъязычный В.Ф., Виноградова О.В., Паутов Ю.В., Семенов В.А., Шишкин В.Н.** Проектирование нейроконтроллера для управления качеством сборки трансмиссионных подшипников серийного ГТД // М.: Сборка в машиностроении, приборостроении. 2005. № 2. С. 18–24.

УДК 621.113

А.В. Спиридонов, *д-р техн. наук,* **Г.К. Рябов**
(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева)

Модернизация конструкции и настройка автоматических клиноременных вариаторов

Показана схема устройства, приведены примеры настройки предлагаемой конструкции автоматических клиноременных вариаторов, а также результаты теоретических и экспериментальных исследований динамики разгона мототранспортных средств, оснащенных существующей и предлагаемой конструкциями.

The scheme of the device is shown, examples of adjustment of an offered design automatic v-belt variators, and also results theoretical and experimental researches of performance of the moto-vehicles equipped by existing and offered their designs are adduced.

Ключевые слова: вариатор, сборка, настройка.

Key words: variator, assembling, adjustment.

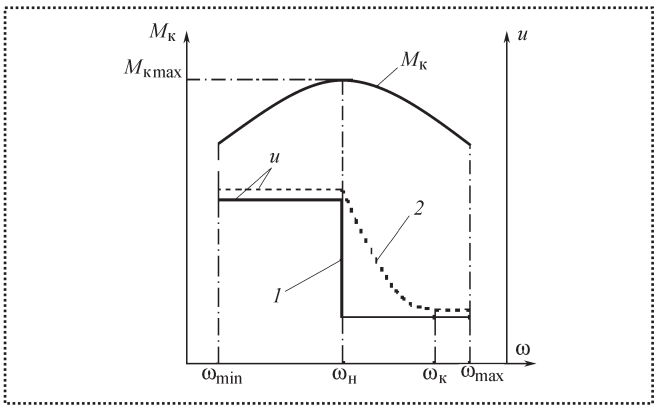


Рис. 1. Зависимости изменения крутящего момента и передаточного отношения АКВ от угловой скорости вращения вала двигателя:
$ω_{min}$, $ω_{max}$, $ω_н$, $ω_к$ – угловые скорости вращения вала двигателя минимальная, максимальная, начальная и конечная соответственно

В трансмиссии современных малокубатурных мототранспортных средств (МТС) применяют автоматические клиноременные вариаторы (АКВ) с центробежным регулятором на ведущем валу [1]. Характер изменения их передаточного отношения *u* зависит от угловой скорости ω вращения вала двигателя (рис. 1, зависимость *1*).

Крутящий момент $M_к$ двигателей внутреннего сгорания зависит от угловой скорости ω вращения вала двигателя (см. рис. 1).

Ускорение МТС при разгоне определяют крутящим моментом на ведущем колесе, который зависит от крутящего момента на валу двигателя и от передаточного отношения трансмиссии. Максимальное ускорение МТС возникает, когда изменение передаточного отношения происходит в зоне максимального крутящего момента на валу двигателя (см. рис. 1, зависимость *2*).

Провести настройку АКВ *с центробежным регулятором на ведущем валу* для изменения передаточного отношения по оптимальной линии достаточно сложно из-за того, что вал двигателя должен набирать дополнительную угловую скорость от начальной $ω_н$ до конечной $ω_к$. Это приводит к тому, что, *во-первых*, момент на валу двигателя на указанном участке снижается и, *во-вторых*, на увеличение угловой скорости вала двигателя расходуется определенная часть его мощности. Подобрать момент включения и характер варьирования передаточного отношения сложно, так как дополнительную силу, создаваемую регулятором по нагрузке, определяют достаточно большим числом параметров движения МТС.

Предложена новая схема устройства АКВ (рис. 2), в которой *центробежный регулятор* устанавливают *на ведомом валу* [2].

Здесь вращение от коленвала двигателя *1* передается ведущему шкиву *2*, от которого через ремень *5* движение передается ведомому шкиву *6*. В процессе разгона МТС угловая скорость вращения ведомого вала *10* возрастает вместе со скоростью центробежных грузов *9*. В результате увеличения центробежных сил грузы перемещаются на больший радиус, отжимают пружину *8* и перемещают подвижный диск *7* влево. Это вызывает поджатие пружины *4*, перемещение подвижного диска *3* вправо. Ремень *5*

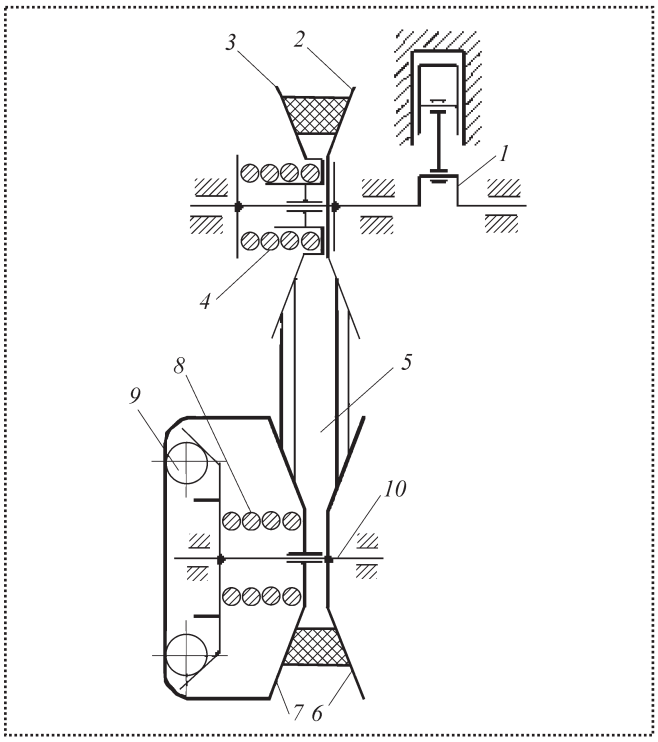


Рис. 2. Схема АКВ с центробежным регулятором на ведомом шкиве

перемещается на больший радиус, что приводит к уменьшению передаточного отношения.

Таким образом, в предлагаемой схеме зависимость передаточного отношения от угловой скорости вращения вала двигателя принимает косвенный характер, и значение передаточного отношения АКВ определяется непосредственно скоростью движения МТС. Это позволяет от вида профиля направляющих центробежных грузов получить зависимость $u = f(\omega)$ (см. рис. 1, зависимость *2*). Профиль направляющих определяют расчетным путем.

Настройка АКВ сводится к выбору жесткости пружин *4* и *8*. Далее по характеристике двигателя определяют необходимый момент включения варьирования передаточного отношения. Момент включения устанавливают предварительным поджатием пружин *4* и *8*. Затем на испытательном стенде добиваются наивысшей динамики разгона МТС регулировкой силы поджатия пружины *8*.

Для экспериментального подтверждения был разработан опытный образец АКВ, элементы отжимного центробежного устройства которого устанавливают на ведомый шкив АКВ.

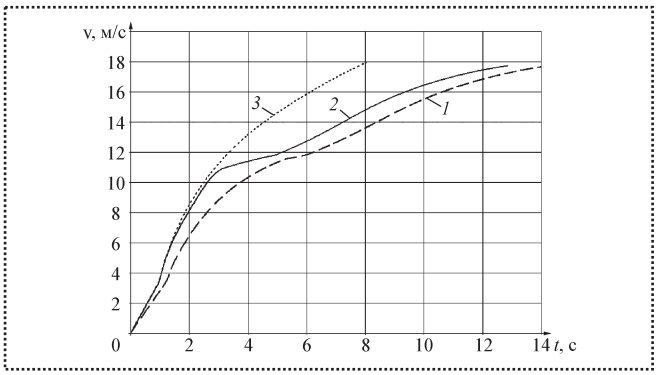


Рис. 3. Зависимости скорости v МТС от времени *t* его разгона: *1* – кривая разгона мотороллера с существующим исполнением АКВ; *2* – кривая разгона мотороллера с предлагаемым АКВ; *3* – кривая разгона мотороллера при использовании предлагаемого АКВ и оптимизированного профиля направляющих центробежных грузов отжимного устройства

Проведенные исследования разработанного АКВ позволили получить зависимости скорости v МТС от времени *t* его разгона (рис. 3).

Выводы

1. Применение АКВ по предлагаемой схеме в сравнении с существующими АКВ значительно облегчает сборку и настройку его работы на устойчивый оптимальный режим. Это снижает трудоемкость сборочных и регулировочных работ и способствует улучшению эксплуатационных показателей МТС.

2. Использование оптимизированного криволинейного профиля направляющих центробежных грузов на предлагаемой схеме АКВ позволяет повысить динамику разгона МТС примерно на 40...45 %.

3. В предлагаемом АКВ появляется возможность обеспечить оптимальный коэффициент тяги ременной передачи на всем диапазоне регулирования передаточного отношения. Это позволяет отказаться от регулятора по нагрузке, установка которого требуется при существующей схеме устройства АКВ.

4. Отсутствие регулятора по нагрузке в значительной степени упрощает конструкцию и настройку АКВ, а также дает возможность применить облегченные центробежные грузы, что, в свою очередь, снижает износ направляющих и поверхностей самих грузов.

Библиографический список

1. **Рябов Г.К.** Автоматическая трансмиссия мототранспортных средств. Теория, расчет и конструирование: Монография / Г.К. Рябов, С.А. Андреев. Ковров: КГТА, 2006. 92 с.

2. **Положительное** решение от 21.05.08 по заявке на п.м. № 2008111452 от 25.03.08.

С.М. Белобородов, *канд. техн. наук,* **А.М. Козинов** *(НПО "Искра", г. Пермь)*

Коррекция монтажных дисбалансов

Обобщен опыт коррекции монтажных дисбалансов, определяемых эксцентриситетом установки элементов валопровода (трансмиссии, ротора генератора) газоперекачивающих агрегатов.

Дана характеристика причин возникновения монтажных дисбалансов элементов валопровода.

Описана разработанная в НПО "Искра" методика расчета масс компенсирующих и имитирующих грузиков.

Доказана эффективность применения методики коррекции монтажных дисбалансов волопровода.

The article summarizes the successful experience in correction of assembly disbalances estimated by eccentricity of shaft line components (transmission, generator's rotor) assembly in gascompressor units.

The article analyses causes of assembly disbalances arisen in shaft line components.

There is described mass calculation procedure of correction and simulation weights developed by RPA "Iskra".

There is approved application effectiveness of the offered procedure.

Ключевые слова: коррекция, дисбаланс, валопровод.

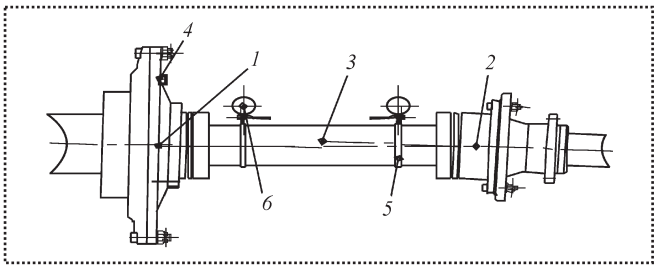
Key words: correction, disbalance, shafting.

При монтаже и эксплуатации валопроводов газоперекачивающих агрегатов достаточно часто возникает проблема перевода роторов (трансмиссий) из одной системы координат в другую.

Чаще всего это происходит из-за неудобства или невозможности балансировки элементов валопровода на рабочих поверхностях.

Если после монтажа ротор вращается в другой системе координат, он получает некоторый эксцентриситет, и это приводит к дисбалансу. Такой дисбаланс достаточно просто устранить даже на сложных составных валопроводах.

Для компенсации дисбалансирующего воздействия эксцентрично установленного ротора, например трансмиссии (см. рисунок), можно применить грузики *4*, устанавливаемые на все части ротора: фланцы полумуфт *1*, *2* и вал *3* в их плоскостях коррекции. Обязательным условием точности кор-



Эксцентрично установленный ротор

рекции является точное определение величины и мест максимального биения балансировочных поверхностей *5*, являющихся измерительными базами при определении эксцентриситета установки трансмиссии. Измерения радиального биения следует проводить с использованием растровой системы *6*, обеспечивающей точность не ниже 1 мкм.

Массы корректирующих грузиков

$$m_{\text{к}\,i} = \frac{M_{\text{к}\,i}\,\Delta A_{\text{к}}}{2r}K,$$

где $m_{\text{к}\,i}$ – масса корректирующего грузика;

$M_{\text{к}\,i}$ – масса части ротора, корректируемой в данных плоскостях;

i – количество корректируемых частей ротора;

$\Delta A_{\text{к}}$ – величина биения ближайшей к плоскости коррекции балансировочной поверхности;

r – радиус установки грузика;

K – коэффициент, определяемый массогеометрическими данными трансмиссии для каждой плоскости коррекции.

Изготовление и эксплуатация компрессоров с магнитным подвесом тесно связана с таким понятием, как точность монтажа его ротора.

Применительно к ротору под точностью монтажа следует понимать степень совмещения оси вращения ротора и усредненной оси, проходящей через центры масс его элементов, т.е. эксцентриситет его установки при монтаже. В этом случае численной характеристикой точности монтажа является величина прироста монтажного дисбаланса ротора. Этот дисбаланс может достигать величин, превышающих допустимый уровень на порядки.

Например, ротор массой в 1500 кг после балансировки имеет дисбаланс, не превышающий

150 г·мм в каждой плоскости коррекции. После монтажа с эксцентриситетом 5 мкм, что является допустимой величиной погрешности обработки поверхности магнитных сердечников, дисбаланс в каждой плоскости коррекции составит по 3750 г·мм. Это в 25 раз больше допустимой величины дисбаланса. Такое увеличение дисбаланса приводит к увеличению вибраций ротора в 2,5–3 раза.

При изготовлении сборных роторов широко применяют ступенчатую балансировку. Процедура включает в себя последовательную установку элементов ротора на вал и проведение цикла балансировки после каждой установки. При выполнении балансировки на поверхностях, совпадающих с рабочими, дополнительного дисбаланса не возникает.

При балансировке сборных роторов на поверхностях, отличающихся от рабочих, роторы приобретают дополнительный дисбаланс. Это в первую очередь касается роторов с магнитным подвесом, балансировку которых нельзя производить на магнитных сердечниках из-за опасности их повреждения.

Для таких роторов малоприменим известный способ коррекции дисбаланса ротора при помощи установки грузиков на месте монтажа, так как в попытке разгрузить опоры (эффективнее это удается на передней) и снизить на них вибрацию вал ротора получает дополнительные поперечные изгибающие напряжения. Кроме этого, дополнительная нагрузка ложится и на гибкие пластинчатые элементы трансмиссии.

Установка грузиков в плоскостях коррекции, находящихся на концах консолей вала, изменяет форму его прогиба со вполне прогнозируемыми последствиями, если учесть, что основной и единственно доступной эксплуатационной характеристикой состояния ротора является виброперемещение его шеек относительно их опор и другого способа контроля просто нет.

Обеспечить минимизацию прироста дисбаланса необходимо на стадии изготовления ротора, а для этого необходим новый подход к балансировке. Процедура балансировки должна обеспечивать переход на другие опорные поверхности при монтаже без значительного увеличения дисбаланса.

Такая задача может быть решена с помощью имитационных грузиков. Идея использования имитационных грузиков предполагает искусственное введение дисбаланса и его устранение в процессе балансировки. Когда при переходе на другие опорные поверхности у отбалансированного ротора возникает монтажный дисбаланс, он устраняется снятием имитационных грузиков.

Массы имитационных грузиков определяют по зависимости:

$$m_{\text{и}\,j} = \frac{M_{\text{и}\,j}\Delta A_{\text{и}}}{2nr},$$

где $m_{\text{и}\,j}$ – масса имитационного грузика;

$M_{\text{и}\,j}$ – массы устанавливаемых на вал элементов сборного ротора;

j – количество элементов сборного ротора;

$\Delta A_{\text{и}}$ – величина биения посадочной поверхности;

n – количество плоскостей коррекции дисбаланса устанавливаемого элемента.

В сравнении с уже упомянутым приобретаемым дисбалансом, при использовании этого способа балансировки остаточный дисбаланс в каждой плоскости коррекции ротора, установленного на корпусе компрессора, будет составлять 300...350 г·мм. Причем его величина обусловлена только погрешностью измерения максимального радиального биения посадочных поверхностей его элементов и взвешивания имитационных грузиков.

Опыт, полученный при выполнении монтажных работ, позволяет утверждать:

- дискретность грузиков в 0,5 г позволяет провести коррекцию дисбаланса трансмиссии, вызванного эксцентриситетом ее установки, до 0...100 г·мм;
- коррекция дисбаланса трансмиссии, вызванного эксцентриситетом ее установки, повышает точность монтажа в 15–25 раз;
- балансировка сборного ротора с использованием имитационных грузиков при переходе на другие опорные поверхности снижает приобретаемый дисбаланс в 10–12 раз.

Коррекция монтажных дисбалансов, определяемых эксцентриситетом установки его элементов, является обязательной операцией сборки, обеспечивающей минимизацию виброперемещений опорных шеек ротора компрессора и увеличение долговечности (ресурса) трансмиссии, компрессора и газотурбинной установки газоперекачивающих агрегатов.

Г.А. Расторгуев, *д-р техн. наук (Российский университет дружбы народов, г. Москва)*

Надежность технологических систем в сборочном производстве

Изложены показатели надежности сложных технологических систем. Рассмотрены различные схемы компоновок сборочных линий и вероятности их безотказной работы. Предложены методы повышения надежности функционирования автоматических сборочных линий.

Reliability indices of complex technological systems are given. Different schemes of assembly lines arrangement and probability of their failure-free operation are considered. The methods of reliability increase of automated assembly lines operation are offered.

Ключевые слова: сборочная технологическая система, система управления, надежность, критерии надежности, схема компоновки сборочных систем, структурное резервирование, функциональное резервирование, временнóе резервирование, информационное резервирование.

Key words: assembly technological system, control system, reliability, reliability criteria, assembly systems layout drawing, structural redundancy, functional redundancy, time redundancy, information redundancy.

Сборочной технологической системой (СТС) в обобщенном виде применительно к автоматизированному сборочному производству называют совокупность основного технологического и вспомогательного оборудования, установленного в порядке реализации технологического процесса сборки или произвольно, объединенного единой системой управления, автоматическими механизмами и устройствами для подачи, ориентации, фиксации, сборки и выдачи готовых узлов [2].

Развитие современных СТС сборочного производства характеризуется такими тенденциями, как увеличение степени автоматизации, возможность быстрой переналадки, повышение эффективности их работы. Усложнение конструкции машин, входящих в СТС, накладывает дополнительные требования по обеспечению надежности, безотказности и долговечности.

Надежность – это свойство изделия сохранять во времени способность к выполнению своих функций в заданных условиях эксплуатации [2, 3]. В теории надежности различают две группы показателей для оценки надежности: количественные и качественные. Чаще всего стремятся использовать количественные характеристики, так как качественное определение надежности не позволяет выразить надежность математически (числом). Это вызвало необходимость установить основные критерии, с помощью которых можно было бы количественно оценивать надежность различных элементов, давать сравнительную оценку надежности различных изделий. К числу широко применяемых критериев надежности относят [4]:

- *вероятность безотказной работы за время t*: определяют как вероятность события, когда время T безотказной работы меньше t;
- *вероятность отказов*: представляет собой интегральную функцию распределения случайной величины $F(t)$. Плотность распределения случайной величины определяют как производную от функции распределения;
- *среднее время безотказной работы* – математическое ожидание времени работы изделия до отказа;
- *наработка на отказ* – среднее время ремонтируемого изделия между двумя соседними отказами;
- *интенсивность отказов* показывает, какая доля от работающих элементов отказывает в единицу времени;
- *частота отказов* – плотность вероятности времени работы изделия до первого отказа. Статистически ее определяют как отношение числа отказавших изделий в единицу времени к первоначальному числу испытываемых изделий при условии, что вышедшие из строя элементы не восполняют;
- *средняя частота отказов* – отношение числа отказавших изделий в единицу времени к числу испытываемых изделий при условии, что вышедшие из строя изделия заменяются новыми.

Критериями надежности технологических систем могут быть и различные отношения фактической и идеальной (аналоговой) характеристик ра-

боты сборочного оборудования, входящего в СТС. Количественная оценка надежности позволяет сформулировать требования, предъявляемые к надежности вновь разрабатываемых сборочных систем, рассчитать предполагаемые сроки службы, периодичность плановых ремонтов и профилактического обслуживания.

Одним из основных понятий в теории надежности является *отказ* – событие, заключающееся в нарушении работоспособного состояния. *Работоспособное состояние СТС* – это не только способность функционировать, но и обеспечивать при этом заданные параметры технологического процесса сборки. Причины отказа находятся в большом диапазоне: от ошибок при конструировании устройств, входящих в СТС, до естественных процессов изнашивания или старения.

Автоматизацию сборочного производства достигают путем использования различного оборудования, встроенного в СТС. Отказ любого автоматизированного устройства может привести к простою всей системы.

Автоматизированное оборудование относят к категории восстанавливаемых, т.е. подлежащих ремонту при достижении предельного состояния. Поэтому их надежность оценивают следующими показателями: средняя наработка на отказ, среднее время восстановления работоспособного состояния, срок службы до капитального ремонта. Например, для отечественных роботов средняя наработка на отказ при цикловой программе управления составляет 400 ч, при позиционной – до 200...250 ч [4]. Срок службы до капитального ремонта для роботов соответствует аналогичному показателю для металлорежущих станков нормальной точности (примерно 10...18 тыс. ч).

Последовательность расположения (компоновка) сборочных устройств (СБУ) в СТС определяют исходя из технологии сборки. При этом различные схемы компоновок СТС могут иметь разную надежность функционирования. Рассмотрим схемы компоновок СТС более подробно.

Последовательная компоновка СТС (рис. 1, *а*): технологию сборки выполняют через последовательно соединенные разнотипные СБУ. Отказ функционирования СТС наступает при отказе любого СБУ. Вероятность безотказной работы определяют из выражения:

$$P(t) = \prod_{i=1}^{m} P_i(t),$$

где P_i – вероятность отказа i-го СБУ;

$i = 1, ..., m$ – порядковый номер СБУ.

Компоновка СТС по параллельной схеме (см. рис. 1, *б*) состоит из m параллельно соединенных дублирующих разнотипных СБУ. Такая компоновка позволяет значительно сократить длительность сборочного процесса. При отказе одного из дублирующих СБУ линия продолжает функционировать, но с меньшей производительностью. Отказ наступает в результате одновременного отказа всех основных СБУ. Вероятность безотказной работы СТС с параллельной схемой компоновки

$$P(t) = 1 - \prod_{i=1}^{m} (1 - P_i(t)).$$

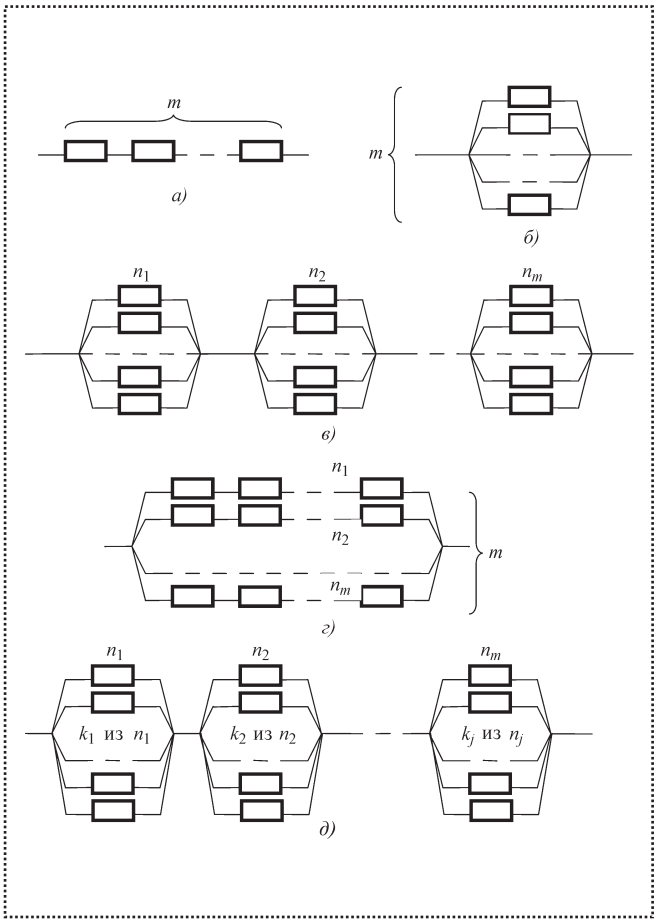


Рис. 1. Схемы компоновок СТС:
а – последовательная; *б* – параллельная; *в* – последовательно-параллельная; *г* – параллельно-последовательная; *д* – комбинированная

Очевидно, что чем большее число СБУ подключено параллельно, тем выше вероятность безотказной работы СТС. Например, если СТС состоит из трех СБУ и их вероятности безотказной работы равны 0,6, то $P(t) = 0{,}94$. Используя параллельное соединение, можно компоновать высоконадежные СТС.

Последовательно-параллельная компоновка СБУ (см. рис. 1, *в*) позволяет осуществлять технологический процесс сборки из m последовательно соединенных разнотипных сборочных комплексов (СК). Каждый i-й комплекс состоит из n_i разнотипных параллельно соединенных СБУ. Вероятность безотказного функционирования определяют из выражения:

$$P(t) = \prod_{i=1}^{m}\left[1 - \prod_{j=1}^{n_i}(1 - P_{ij}(t))\right],$$

где ij – соответствует j-му СБУ внутри i-го комплекса.

Компоновка СТС по параллельно-последовательной схеме (см. рис. 1, *г*) предусматривает m параллельно соединенных комплексов. Каждый i-й комплекс состоит из n последовательно соединенных разнотипных СБУ. Отказ системы наступает при одновременном отказе всех составляющих структур. Вероятность функционирования СТС без отказа

$$P(t) = 1 - \prod_{i=1}^{m}\left[1 - \prod_{j=1}^{n_i}(P_{ij}(t)\right].$$

Комбинированная схема соединения (см. рис. 1, *д*) комплексов типа k из n состоит из m последовательно соединенных комплексов. Каждый i-й комплекс представляет собой параллельное соединение n_i однотипных СБУ. Отказ i-го комплекса наступает при отказе k_i или СБУ. Вероятность безотказной работы системы СТС

$$P(t) = \prod_{i=1}^{m}\left[\sum_{j=0}^{k_{i-1}} c_{n_i}^{j}\,[1 - P_i(t)\gamma P_j^{n_i}\right],$$

где γ – доверительный уровень;

$c_{n_i}^{j}$ – издержки на отказ;

$P_j^{n_i}$ – вероятность безотказной работы элемента.

Необходимую надежность сложных систем, к которым относят СТС, достигают использованием различных видов резервирования. Согласно ГОСТ 27.002–89 *резервированием* называют применение дополнительных средств в целях сохранения работоспособного состояния объекта при отказе одного или нескольких его элементов. Иными словами, резервирование – это способ повышения надежности объекта путем введения избыточности.

В теории надежности различают пять видов резервирования, из которых четыре – структурное, функциональное, временно́е, информационное – наиболее часто используют в подобных системах.

Структурное резервирование осуществляют введением в СТС дополнительных (резервных) сборочных средств, способных выполнять функции основных СБУ при отказах. Удаление этих сборочных средств из СТС не должно нарушать способности системы выполнять требуемые функции в заданной последовательности. Структурное резервирование применяют в СТС, характеризуемых следующими особенностями:

- малым допустимым временем прерывания функционирования; недопустимостью снижения качества сборки;
- высокой ценой отказа (технологической, экономической, организационной);
- развитой системой технического контроля сборки, не допускающей значительной задержки в обнаружении дефектов.

К примеру, автоматическая линия по сборке втулочно-сборочных цепей состоит из четырех СБУ (технологических роторов). На третьей операции производится основная по продолжительности сборка – напрессовка наружных пластин и расклепывание торцов осей цепи (рис. 2, *а*). Поставив в линию на третьей операции второй технологический ротор $P(3)$, можно повысить не только производительность линии, но и ее надежность.

Функциональное резервирование имеет место в сложных СТС, в которых отдельные сборочные устройства или комплексы из сборочных устройств обладают способностью принимать на себя функции других отказавших устройств на время восстановления их работоспособности без существенного снижения технико-экономических показателей СТС.

Функциональное резервирование обеспечивают:

- гибкостью переналадки многофункциональных элементов (легкопереналаживаемых технологических устройств, манипуляторов гибких производственных систем и т.п.);

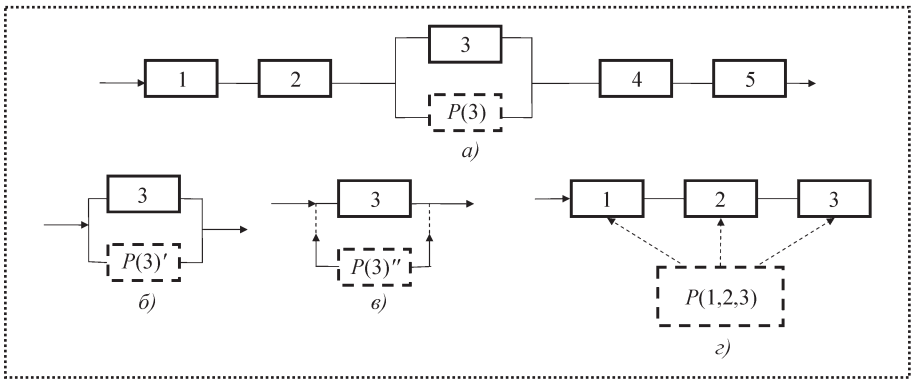


Рис. 2. Фрагменты технологических компоновок автоматических сборочных линий из СБУ с резервированием:
а – структурным; *б* – с постоянно включенным резервным СБУ; *в* – путем временного замещения; *г* – скользящим

♦ установлением резервных СБУ между технологическими операциями;

♦ прекращением выполнения второстепенных функций и передачей другим элементам освободившихся при этом ресурсов для выполнения основных функций.

Резервировать можно как всю систему, так и ее отдельные сборочные устройства. Резервные СБУ могут быть включены постоянно (см. рис. 2, *б*). В этом случае при отказе основного СБУ автоматически включается резервное $P(3)'$. При резервировании методом замещения (см. рис. 2, *в*) функции основного СБУ передаются резервному $P(3)''$ только после отказа основного, т.е. при работе основного СБУ резервность не функционирует. Это позволяет предусматривать один резерв для нескольких однотипных СБУ. Скользящее резервирование (см. рис. 2, *г*) – это резерв замещения, при котором группа основных СБУ системы резервируется одним P (1, 2, 3) или несколькими резервными СБУ, каждое из которых может заменить любое отказавшее основное СБУ (1, 2, 3) в данной группе.

Временно́е резервирование заключается в образовании для отдельных устройств, групп устройств или технологической системы в целом некоторого избыточного (резервного) времени, которое может быть использовано для восстановления функционирования СТС без появления временны́х разрывов в технологическом процессе сборки.

Временно́е резервирование достигают:

○ созданием запаса производительности (мощности, режимов сборки), увеличением пропускной способности отдельных устройств;

○ размещением запасов сборочных единиц в промежуточных и операционных накопителях;

○ снижением неблагоприятных последствий (ущербов, возможных отказов), формированием производительности путем параллельного включения в работу устройств одинакового назначения (например, замена одноместного приспособления на многоместное).

Временно́е резервирование как метод повышения технологической надежности СТС становится эффективным в технологических потоках с кумулятивным эффектом, позволяющим за относительно короткое время восстановить свои выходные характеристики (точность, стабильность, устойчивость, ритмичность).

Информационное резервирование заключается в образовании нескольких адекватных источников информации или копий массивов информации путем введения дополнительной информации, предназначенной для восстановления основной в случае ее искажения. Информационное резервирование применяют в тех случаях, когда последствия потери или искажения информации значительны, в сочетании со структурными, функциональными и временны́ми формами резервирования. Распространенной формой информационного резервирования является применение компьютерных управляющих программ.

Для выбора формы резервирования необходимо выявить наиболее слабые элементы СТС, отказы которых имеют наибольшую частость и лимитируют надежность функционирования сборочного процесса.

Надежность сборочных систем необходимо рассматривать не только на стадии проектирования и изготовления, но и на этапе эксплуатации. В процессе эксплуатации любые технологические системы изнашиваются, в результате чего теряют свои первоначальные значения показателей надежности. Если качественные изменения своевременно не предупреждать, то оборудование технологических систем подвергается необратимым процессам и приближается к предельному состоянию.

На этапе эксплуатации производится сохранение достигнутых показателей надежности СТС, ее

отдельных элементов и составных частей по трем направлениям:

- профилактическое обслуживание и ремонт;
- эксплуатационная диагностика основных ответственных узлов;
- модернизация.

Надежность ТС на стадии эксплуатации поддерживают в основном проведением плановых ремонтов и профилактическим обслуживанием. Система планово-предупредительных ремонтов (ППР) общеизвестна и широко применяется на практике. Вместе с тем она имеет существенные недостатки. Главным является невозможность полного использования технического ресурса, заложенного в технологической системе. Это объясняется тем, что при проведении профилактических управляющих воздействий в плановом порядке (по наработке) не учитывается фактическое состояние СТС и отдельных сборочных единиц. Из-за разницы значений ресурса и наработок на отказ различных узлов и агрегатов СТС плановая система ремонта приводит к выполнению ненужных ремонтных воздействий, неоправданных техническим состоянием.

В результате незначительное повышение эксплуатационной надежности достигают существенным повышением объема ремонтных работ. Кроме того, ненужные ремонтные воздействия (например, разборка – сборка) и большой остаточный ресурс заменяемых агрегатов и узлов в значительной степени снижают эффективность технической эксплуатации. Это делает плановый процесс ремонтных воздействий весьма ресурсоемким и низкоэффективным [6].

Система профилактического технического обслуживания и ремонта СТС по фактическому состоянию лишена перечисленных недостатков. Периодический контроль технического состояния по основным диагностическим параметрам позволяет организовать своевременное проведение ремонтных воздействий и не только предотвратить отказы отдельных составных частей, но и повысить уровень надежности СТС. Проведение профилактических ремонтных воздействий в соответствии с результатами диагностирования позволяет исключить ненужные ремонтные воздействия и за счет этого снизить затраты на восстановление параметров надежности СТС [6].

Под *модернизацией* находящихся в эксплуатации СТС понимают приведение их в соответствие с современными требованиями путем внесения частичных конструктивных изменений и усовершенствований в целях повышения их эффективности. В зависимости от технической направленности различают общетехническую и целевую модернизации. В условиях крупносерийного и массового производства наибольшее значение имеет технологическая (целевая) модернизация, направленная на решение отдельных технологических задач, а также повышение надежности сборочного производства.

Выводы

1. Технологические процессы различных видов механической обработки и сборки выполняются комплексами взаимосвязанных машин и механизмов, объединенных в сборочные технологические системы.

2. Надежность функционирования сборочного производства зависит от структурно-логической схемы компоновки сборочной технологической линии параметров сборочных устройств и способов их соединения.

3. Вероятность отказа функционирования любой сборочной технологической системы (линии) определяется компоновочной схемой, которая может быть последовательной, параллельной, последовательно-параллельной, параллельно-последовательной и комбинированной.

4. Резервирование – основное направление повышения безотказной работы сборочных механизированных и автоматизированных линий. При проектировании сборочных систем на основе резервирования предусматривают конкретные технологические решения, исключающие отказы и вынужденные простои сборочного производства.

Библиографический список

1. **Легасов В.А.** В первом веке новой эры // Наука и техника. 1989. № 1. С. 13–14.

2. **ГОСТ** 27.004–85. Надежность в технике. Технологические системы. Термины и определения. М.: Издательство стандартов, 1985.

3. **Проников А.С.** Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978. 592 с.

4. **Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З.** Надежность машин. М.: Машиностроение, 1988. 516 с.

5. **Надежность** машиностроительной продукции. Практическое руководство. М.: Издательство стандартов, 1990. 328 с.

6. **Карагодин В.И.** Ремонт автомобилей и двигателей. М.: В.Ш., 2001. 486 с.

УДК 681.2-52

М.В. Федотов, *канд. техн. наук*
(КГТА им. В.А. Дегтярева, г. Ковров)

Автоматизированный расчет параметров податливого крепления сборочного устройства

Приведена методика расчета параметров податливого крепления устройства вращения для автоматизированной сборки деталей.

In work the technique of account of parameters of flexible fastening of the device of the rotation used at automated assembly of details.

Ключевые слова: сборочное устройство, резьбовое соединение, автоматизация.

Key words: assembly tool, threaded connection, automation.

При сборке резьбовых и цилиндрических соединений с гарантированным зазором для автоматизированной доориентации соединяемых деталей применяют способ пассивной адаптации. Его выполняют при одновременном соблюдении трех условий:

- силового взаимодействия соединяемых деталей;
- податливости одной из деталей;
- вращения одной из деталей.

Конструктивное решение податливого крепления завинчивающего устройства к плите исполнительного органа сборочного оборудования представлено на рис. 1. Завинчивающее устройство *6* крепится к плите исполнительного органа (держателю) *4* болтами *7*, проходящими через эту плиту с зазором и через фланец устройства *6*. Завинчивающее устройство поджато пружиной *5*. Шпиндель *8* соединен штифтом с патроном *1* для удерживания соединяемой детали (шпильки) *2* и поджат пружиной *3* для обеспечения подачи детали в процессе сборки с узлом *9*.

Процесс проектирования податливого крепления довольно громоздкий, поэтому проводят автоматизированный расчет параметров его элементов.

Методика расчета

Для расчета параметров податливого крепления завинчивающего устройства должны быть известны следующие величины:

- диаметр резьбы соединяемых деталей – $D_р$, мм;
- шаг резьбы соединяемых деталей – P, мм;
- длина l_2 шпильки *2*, мм;
- момент инерции шпильки относительно оси симметрии (оси z, см. рис. 1):

$$J_3^{ш} = 2J_1^{ш} = \frac{m_2 r_2}{2},$$

где m_2 – масса шпильки *2*;

r_2 – радиус шпильки *2*;

$J_3^{ш}$ – момент инерции шпильки относительно оси z (оси симметрии);

$J_1^{ш}$ – момент инерции шпильки относительно оси x или y.

Формирование данных для расчета

1. Выбираем завинчивающее устройство в зависимости от момента затяжки, заданного или найденного из выражения

$$M_з = \left[c_3(a_3 + 1{,}5h')\cos\alpha/2 + \right.$$
$$\left. + 1{,}2\left[\frac{5}{16}\frac{Hl_C}{p} - 1{,}2(R_1 + R_2)\right]\frac{10H}{8\cos\alpha/2}\right]\frac{d_{ср}}{2}\mathrm{tg}(\psi' + \rho),$$

где h' – глубина ввинчивания шпильки;

α – угол профиля резьбы;

H – высота полного профиля резьбы;

R_1, R_2 – высота неровностей сопрягаемых поверхностей резьбовых деталей;

ρ – угол трения в резьбе;

ψ – угол подъема резьбовой линии;

l_C – расстояние вдоль оси детали от ее торца до центра тяжести;

$d_{ср}$ – средний диаметр резьбы;

c_3 – жесткость пружины *3*;

a_3 – величина предварительной деформации пружины *3*.

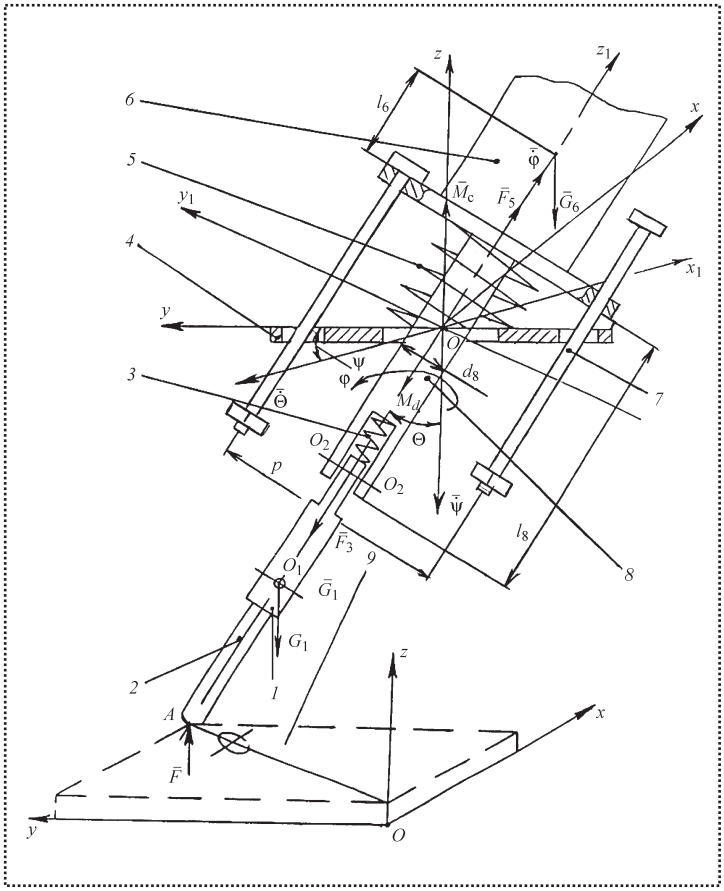


Рис. 1. Обобщенная схема устройства совмещения соединяемых деталей:
1 – патрон; *2* – соединяемая деталь (шпилька); *3* – пружина патрона; *4* – плита исполнительного органа сборочного оборудования (держатель); *5* – пружина податливого крепления (упругий подвес); *6* – устройство вращения (завинчивающее устройство); *7* – болты; *8* – шпиндель; *9* – узел; $Oxyz$ – неподвижная система координат, связанная с собираемым узлом *9*; $Ox_1y_1z_1$ – подвижная система координат, жестко связанная с корпусом устройства вращения; F – равнодействующая давления детали на поверхность узла; F_3 – сила упругости пружины *3*; F_5 – сила упругости пружины *5*; φ – угол собственного вращения шпинделя вокруг оси z_1; θ – угол прецессии (угол поворота корпуса устройства вращения вокруг оси Oz); ψ – угол нутации (угол поворота корпуса устройства вращения вокруг оси Ox_1); $\dot{\bar{\varphi}}$ – вектор угловой скорости собственного вращения (направлен по оси вращения); $\dot{\bar{\theta}}$ – вектор угловой скорости прецессионного движения; $\dot{\bar{\psi}}$ – вектор угловой скорости нутационного движения; A – точка контакта детали и собираемого узла; O_1 – точка приложения силы тяжести G_1 патрона; O_2 –O_2 – ось шпильки, крепящей шпиндель устройства вращения к патрону; $\bar{M}_а$ – вектор активного момента вращения на шпинделе устройства вращения (вектор крутящего момента); $\bar{M}_с$ – вектор момента сопротивления вращению; l_6 – положение центра тяжести завинчивающего устройства относительно его фланца; l_8, d_8 – длина и диаметр шпинделя *8* соответственно; G_6 – масса устройства вращения *6*; p – расстояние между крепежными отверстиями на фланце

Отсюда получаем следующие данные для расчета: G_6; l_8; l_6; p; d_8.

2. Выбираем стандартный патрон для удержания шпильки в процессе ввинчивания (эксцентриковый или с разрезными резьбовыми кулачками) в зависимости от ее диаметра. Отсюда становятся известны следующие данные: l_1 – длина патрона *1*; сила тяжести G_1 патрона; момент инерции патрона относительно оси симметрии, который находят расчетным путем:

$$J_3^{п} = \sum_{j=1}^{n} J_j,$$

где $j = 1, ..., n$;

n – количество элементов в патроне, определяющих его момент инерции.

3. Вторым по значимости фактором, определяющим качественную и надежную автоматизированную сборку резьбовых соединений, является частота вращения шпинделя завинчивающего устройства.

В момент автоматизированного совмещения соединяемых деталей по методу пассивной адаптации резьбовая деталь (шпилька) имеет частоту вращения $\omega_н$, соответствующую процессу наживления:

$$\omega_н \le 1{,}25\sqrt{\frac{[\tau_{ср}]2\,s_{ср}h_{ср}\cos(\gamma-\psi)}{J_3'\sin^2(\gamma-\psi)\cos\alpha/2}},$$

где $[\tau_{ср}]$ – предельное значение напряжения на срез заходного витка резьбы;

$s_{ср}$ – площадь среза: $s_{ср} = 0{,}278P^2$;

$h_{ср}$ – высота среза: $h_{ср} = 0{,}375P$;

γ – предельный угол перекоса осей соединяемых деталей;

J_3' – момент инерции, приведенный к оси шпинделя.

Приведенный момент инерции J_3' равен сумме моментов инерции вращающихся частей завинчивающего устройства $J_3^{з.у}$, патрона $J_3^{п}$ и шпильки $J_3^{ш}$ и определяется расчетным путем по методикам и формулам теоретической механики:

$$J_3' = J_3^{з.у} + J_3^{п} + J_3^{ш}.$$

4. В паспорте на завинчивающее устройство отсутствует величина момента инерции $J_1^{з.у}$ устройства вращения относительно оси вращения шпинделя:

$$J_1^{з.у} = J_3^{з.у}/2,$$

$$J_1 = \frac{J_3^{з.у}}{2} + \frac{J_3^{п}}{2} + \frac{J_3^{ш}}{2} = J_1^{з.у} + J_1^{п} + J_1^{ш},$$

где J_1 – суммарный момент инерции завинчивающего устройства $J_1^{з.у}$, шпильки $J_1^{ш}$ и патрона $J_1^{п}$ относительно осей x или y.

Наиболее простой и точный способ определения $J_3^{з.у}$ – экспериментальный по методу крутильных колебаний.

Для этого предварительно с высокой точностью изготовляют тело вращения (эталон), момент инерции которого относительно оси симметрии находят из соотношения

$$J_3^{э} = \frac{m_э r_э^2}{2},$$

где $r_э$ – радиус цилиндра эталона;

$m_э$ – масса эталона.

Далее экспериментально определяют периоды крутильных колебаний эталона и завинчивающего устройства. Эталон и завинчивающее устройство, в котором исключают возможность поворота шпинделя вокруг оси вращения, поочередно подвешивают на стальную проволоку одинаковой длины вдоль осей симметрии. Сообщают эталону и устройству колебательные движения только вокруг этих осей и измеряют периоды крутильных колебаний:

$$T_{з.у} = 2\pi\sqrt{\frac{c}{J_3^{з.у}}};\ T_э = 2\pi\sqrt{\frac{c}{J_3^{э}}},$$

где c – жесткость стальной проволоки при кручении.

Учитывая, что $J_3^{з.у} = 2J_1^{з.у}$ и исключая жесткость c из выражений периодов колебаний, получим

$$J_1^{з.у} = \frac{T_э^2 J_3^{э}}{2T_{з.у}^2}.$$

5. Выбор некоторых параметров пружины подвеса.

В статике из условия устойчивости завинчивающего устройства при наклоне оси до 15° его центр тяжести не должен выходить за пределы диаметра пружины.

Из опыта проектирования устройств с податливым креплением предварительно задают высоту пружины подвеса между держателем *4* и фланцем завинчивающего устройства в пределах a = 30...60 мм, где a – расстояние от плиты *4* до фланца завинчивающего устройства.

Тогда расстояние от плиты до центра масс завинчивающего устройства находят из соотношения

$$l/2 = a + l_6,$$

где $l/2$ – расстояние от плиты *4* до центра масс завинчивающего устройства *6*.

Средний диаметр пружины податливого крепления

$$D_5 \geq 2l/2\sin 15.$$

Задаем величину a_5 предварительной доориентации пружины подвеса под действием силы тяжести завинчивающего устройства и поджатия болтами крепления. Расстояние между витками пружины не должно быть меньше 2 мм.

6. Определение расстояния от плиты до нижнего конца шпильки, удерживаемой в патроне, до момента ее касания плоскости узла:

$$b = l_2 + l_1 + l_8 - a.$$

7. Определение соотношения между жесткостью c_3 стальной проволоки при кручении и угловой жесткостью k_3 пружины *3*.

Известно, что

$$c_3 = \sigma' J_р = \frac{\sigma' \pi d^4}{32},$$

где σ' – модуль упругости при сдвиге;

$J_р = \frac{\pi d}{32}$ – полярный момент инерции сечения витка резьбы;

d – диаметр проволоки пружины.

Также известно соотношение между углом θ' изгиба пружины, параметрами пружины и физико-механическими свойствами ее материала:

$$\theta' = \frac{\pi M D_5}{2c_3}\left(1 + \frac{c_3}{B_п}\right),$$

где M – изгибающий момент пружины;

D_5 – средний диаметр пружины *5*;

$B_п$ – жесткость пружины по нормали к витку: $B_п = EJ_п$;

$J_п$ – момент инерции сечения витка относительно нормальной оси;

E – модуль упругости материала пружины;

$J_р = 2J_п = \frac{\pi d^4}{32}$.

Тогда $\theta' = \frac{\pi M D_5}{2\sigma' J_р}\left(1 + \frac{\sigma' J_р}{E J_п}\right)$.

С учетом значений $J_р$ и $J_п$ получим:

$$\theta' = \frac{\pi M D_5 16}{\sigma' \pi d^4}\left(1 + \frac{2\sigma'}{E}\right),$$

а угловая жесткость пружины *3*

$$k_3 = \frac{M}{\theta'} = \frac{\sigma' \pi d^4}{16\pi D_5 (1 + 2\sigma'/E)}.$$

Отсюда

$$k_3 = \frac{2c_3}{\pi D(1 + 2\sigma'/E)}.$$

8. Расчет предельной скорости опускания плиты исполнительного органа сборочного оборудования

$$v \le \frac{D_5 \omega_н}{3\pi \mathrm{ctg}\theta_{\Sigma_0}},$$

где θ_{Σ_0} – угол нутации, который зависит от деформации пружины патрона в процессе поиска.

9. Определение минимального зазора между болтами крепления завинчивающего устройства и плиты *4*:

$$\delta \le h \sin\theta,$$

где h – толщина плиты *4*.

Определение параметров пружины податливого крепления

1. Задают или находят матричным методом предельную величину относительного смещения осей соединяемых деталей в сборочном оборудовании.

2. Определение исходного угла прецессии:

$$\mathrm{tg}\theta = \frac{\Delta_\Sigma}{l_1 + l_8},$$

где Δ_Σ – относительное суммарное смещение осей соединяемых деталей.

3. Используя программу Matched Professional 7, решаем дифференциальное уравнение нутационных колебаний системы при окончательном совмещении осей соединяемых деталей:

$$\ddot{\theta}_1 - \frac{1}{J_1}\left[J_1 \dot{\varphi}^2 + k_3 + k_5\left(1 + \frac{a}{b - z}\right) - \right.$$
$$-G_2 l_8/2 - G_6(l_8 + l_1/2) -$$
$$\left. - G_6(b + l/2) + G_6 v t + k_5 \frac{a}{b - vt}\right]\theta_1 =$$
$$= -\frac{1}{J_1}[(c_3 a_3 + c_5 a_2 - G_6) + c_3 v t]p,$$

где G_2 – сила тяжести шпильки *2*;

a_5 – предварительная деформация пружины *5* податливого крепления завинчивающего устройства *6*;

z – расстояние, пройденное устройством вращения, учитывая, что оно опускается прямолинейно и равномерно вдоль оси z;

t – время;

c_5 – жесткость пружины *5* подвеса;

k_5 – угловая жесткость пружины *5* подвеса.

Последовательно уменьшая угловую жесткость k_5 пружины податливого крепления, определяем такой угол θ_1, при котором выполнялись бы условия сборки:

$$\theta_1 - \theta_{(1)} + \theta_2 \le \gamma,$$

где θ_1 – минимальный угол, при котором выполняются условия сборки: угол между осями отверстия и осью соединяемой детали;

$\theta_{(1)}$ – угол поворота оси патрона относительно оси шпинделя при совмещении из-за зазора в их сопряжении;

θ_2 – угол перекоса оси шпильки, возникающий от неточности изготовления конусов разрезных кулачков патрона или неточности захвата шпильки эксцентриковыми кулачками патрона.

4. Определение максимального диаметра проволоки пружины податливого крепления.

Учитывая, что $c_5 = \sigma' \pi d^4 / 32$,

$$d < \sqrt[4]{\frac{32 c_5}{\pi \sigma'}}.$$

Итак, для обеспечения автоматизированного совмещения осей соединяемых деталей пружина податливого крепления завинчивающего устройства должна иметь следующие параметры:

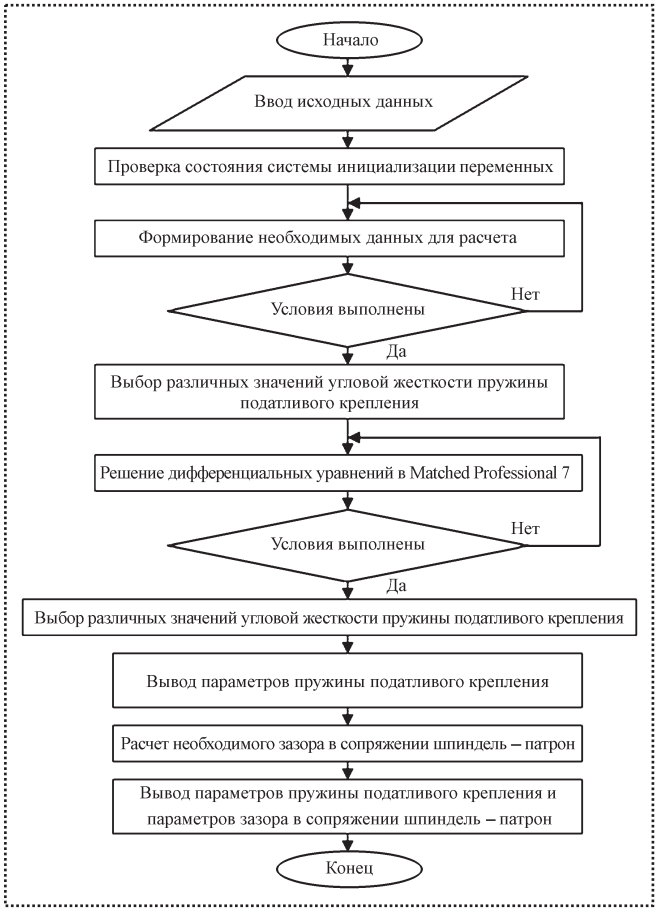


Рис. 2. Алгоритм программы определения параметров пружины податливого крепления устройства вращения

- диаметр проволоки

$$d < \sqrt[4]{\frac{32c_5}{\pi\sigma'}};$$

- средний диаметр пружины

$$D_5 = 2{,}4l/2\sin 15,$$

где 2,4 – коэффициент увеличения диаметра для большей устойчивости подпружиненного завинчивающего устройства в процессе совмещения осей соединяемых деталей;

- число витков пружины 5–8;
- расстояние между витками пружины в свободном состоянии s = 3...4 мм.

Для автоматизации процесса определения параметров пружины податливого крепления разработана программа в среде Delphi 7 на языке программирования Pascal, алгоритм которой приведен на рис. 2.

На начальном этапе работы программы оператор ЭВМ вводит исходные данные:

- диаметр резьбы $D_р$, мм;
- шаг резьбы P, мм;
- длину l_2 шпильки, мм;
- массу m_2 шпильки, кг;
- радиус r_2 шпильки, мм.

Затем проверяют состояние системы и формируют данные для расчета. После проведения необходимых вычислений программа взаимодействует с системой Matched Professional 7 и поочередно подставляет в дифференциальное уравнение нутационных колебаний системы при окончательном совмещении осей соединяемых деталей различные значения угловой жесткости пружины податливого крепления. Определяется угол θ_1, при котором выполняются условия сборки.

Система автоматически вводит поправочный коэффициент, учитывающий действительный и теоретический углы перекоса осей соединяемых деталей. Программа позволяет вывести на экран и распечатать графики процесса наживления и сборки соединяемых деталей при различных входных параметрах в любой момент времени.

Если габариты механической системы ограничены и нельзя уменьшить угол перекоса осей за счет расстояния от плиты держателя до конца цилиндрической детали или изменение угловой жесткости пружины податливого крепления, то значение угла перекоса осей соединяемых деталей можно уменьшить за счет введения необходимого зазора в сопряжение шпиндель–патрон. Это вызывает появление дополнительного угла θ_2. Программа вычисляет и предлагает величину этого зазора, при которой обеспечено автоматизированное совмещение осей соединяемых деталей, при остальных заданных параметрах системы.

В конце приведенных расчетов система выдает необходимый радиус и диаметр проволоки, угловую и линейные жесткости пружины подвеса устройства вращения. Значения модулей упругости при кручении и растяжении пружины определяются программой автоматически из базы данных при задании материала пружины.

Библиографический список

1. **Житников Ю.З.** Автоматизация сборки изделий с резьбовыми соединениями: Учеб. пособие. Ч. 1. Теоретические основы автоматизированной сборки изделий с резьбовыми соединениями. Ковров: КГТА, 1996.

УДК 621.757 (031)

И.К. Рыльцев, *д-р техн. наук (Самарский ГТУ),* **А.Н. Журавлев**, *канд. техн. наук (ОАО "Волгабурмаш"),* **Р.В. Абдуллов** *(Самарский ГТУ)*

Обеспечение точности тонкостенных сварных конструкций рам электротехнических изделий

Представлено решение задачи по обеспечению точности взаимного расположения деталей при сварке тонкостенной рамы регулировкой по методу структурно упорядоченной сварки. Для нахождения оптимальной стратегии сварки применена математическая теория игр, а также программный пакет Ansys.

The present work covers the solution of the task for assurance of the accuracy of the parts positional relationship at thin-walled frameworks on the basis of the regulation using the method of structurally-ordered welding. The mathematical games theory and Ansys software were applied for revealing the optimal weld strategy.

Ключевые слова: структурно упорядоченная сварка, метод регулировки, стратегия сварки, тонкостенная рама, математическая теория игр.

Key words: structurally-ordered welding, method of regulation, weld strategy, thin-walled framework, mathematical games theory.

Качество сварных соединений тонкостенных деталей формирует эксплуатационные свойства ответственных узлов электротехнических изделий и определяет их работоспособность. В большинстве случаев параметры качества тонкостенных конструкций (рис. 1), такие как параллельность и перпендикулярность поверхностей, обеспечивают методом пригонки (МП) по методике неструктурированной неупорядоченной сварки (ННС).

Недостатком этой методики является необходимость рихтовки базовой поверхности, что увеличивает материальные затраты изготовления изделий и приводит к снижению прочности соединений. Задача исследования состоит в том, чтобы методом регулировки (МР) на основе методики структурно упорядоченной сварки (СУС) обеспечить точность и прочность тонкостенных сварных конструкций рам без рихтовки.

Сварка рам по методике ННС включает четыре перехода, из которых два вспомогательных и два основных. *Первый переход* – сборка под сварку рамы из деталей, имеющих прямоугольные штыревые соединения. *Второй переход* – установка предварительно собранной рамы в приспособлении. *Третий переход* – закрепление прихватками деталей рамы в произвольном порядке. *Четвертый переход* – приварка деталей рамы в случайной последовательности по всем контурам.

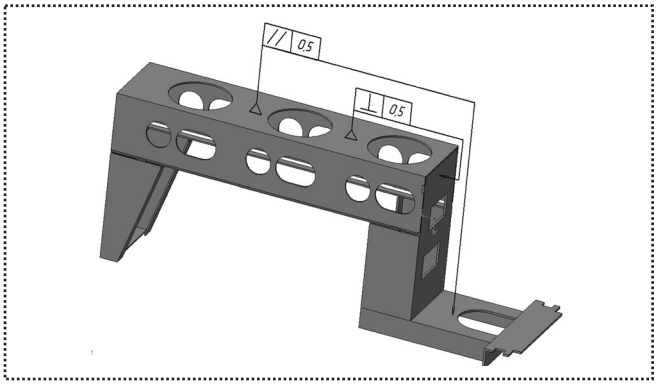


Рис. 1. Общий вид рамы

Сборку под сварку выполняют в приспособлении, в котором раму устанавливают на базовые поверхности, повторяющие ее контур. Такая схема установки с жесткой фиксацией сборочных компонент имеет существенный недостаток: при нагреве во время сварки рама не имеет возможности свободно перемещаться, что увеличивает погрешности расположения от тепловых деформаций. После выполнения третьего перехода предусмотрено остывание сварной рамы вне приспособления. Однако процесс ННС, в котором предварительное ориентирование осуществляется случайным размещением прихваток без учета тепловых деформаций, не гарантирует точность расположения соединений.

Для разработки технологического процесса сварки рам необходимы следующие данные: длина сварного шва в пределах L = 2 м; диаметр проволочного электрода D = 1,2 мм; среда – углекислый газ; ток и напряжение, подаваемые на электрод, изменяются в пределах: $I_{св}$ = 130...180 А, $U_{св}$ = = 22...24 В. Детали рамы постоянной толщиной

h = 4 мм и диапазоном длин l = 250...600 мм вырубают с последующей гибкой из листа Ст8.

Статистические данные (табл. 1) показывают, что процесс ННС не гарантирует точность взаимного расположения поверхностей и требуется рихтовка сварных рам.

Установлено, что тепловые деформации приварки деталей зависят от тепловых деформаций прихваток этих деталей. Кроме того, приварка приводит к наибольшим тепловым деформациям рам, которые определяют собираемость общей сборки при монтаже электротехнического изделия. Это свойство технологической наследственности сварки тонкостенных конструкций необходимо учитывать при разработке МР по методике СУС. Данная методика применима для реализации МР, которая учитывает технологическую наследственность тепловых деформаций. Минимизация тепловых деформаций по методике СУС осуществляется за счет оптимального выбора координат прихваток, направления приварки деталей и их последовательности.

Методика СУС рам включает управление вектором тепловых деформаций с определением мест прихваток, которые формируют вектор тепловых деформаций обратного знака относительно предыдущего перехода. МР по методике СУС позволяет реализовать схемы с различным порядком n сборки, уменьшая неопределенность структурной последовательности свариваемых деталей и координат прихваток, исключая рихтовку.

1. Погрешности взаимного расположения поверхностей рам и необходимость их рихтовки после прихватки/приварки

Номер рамы	Отклонение от параллельности, мм	Отклонение от перпендикулярности, мм	Для обеспечения требования к параллельности	Для обеспечения требований к перпендикулярности
1	0,25 / 0,80	0,45 / 1,00	нет/да	нет/да
2	0,35 / 1,00	0,50 / 0,70	нет/да	да/да
3	0,51 / 1,05	0,23 / 0,80	да/да	нет/да
4	0,53 / 1,25	0,20 / 0,70	да/да	нет/да
5	0,30 / 1,05	0,15 / 0,70	нет/да	нет/да
6	0,21 / 0,70	0,35 / 0,50	нет/да	нет/да
7	0,41 / 0,80	0,20 / 1,00	нет/да	нет/да
8	0,25 / 0,60	0,30 / 0,50	нет/да	нет/да
9	0,30 / 0,90	0,25 / 1,15	нет/да	нет/да
10	0,35 / 1,05	0,35 / 1,60	нет/да	нет/да

Работоспособность электротехнических изделий, в которые входят узлы сварных рам, обеспечивают точностью расположения деталей сварной рамы и ее прочностью. Прочность сварной рамы ухудшается с применением рихтовки и зависит от качества сварного шва. Сварка с минимальной шириной сварных швов уменьшает прочность конструкции, что является *отрицательным фактором*, влияющим на работоспособность. Но при этом уменьшаются тепловые деформации и, следовательно, повышается точность узла, что является *положительным фактором*, влияющим на работоспособность изделий.

Из анализа причин, влияющих на работоспособность, следует, что связанные пространственные погрешности тепловых деформаций являются причиной технического конфликта [1]. Технический конфликт при сварке тонкостенных конструкций рам возникает между параметрами точности и прочности соединений, которые находятся в противоречии. Решение технического конфликта находим с помощью математической теории игр [2, 3]. Проблема конфликтной ситуации решается на основе анализа тепловых деформаций, возникающих при выполнении прихваток и приварки.

Для обеспечения эффективности МР по методике СУС применялась теория игр, которая учитывает неопределенность структурной схемы последовательности сварки. С помощью теории игр определяют правила и стратегии выбора мест положения прихваток и устраняют технические противоречия конфликтной ситуации. Теория игр позволяет находить оптимальные варианты методов и методик сварки.

Наличие противоречия между влиянием тепловых деформаций на погрешности расположения и прочность является необходимым условием применения теории игр для поиска оптимальных стратегий сварки. Эти стратегии включают структуру мест прихваток и последовательности привариваемых компонентов.

Компромисс технических конфликтов находят, если удается определить минимаксные решения с переменными параметрами различной размерности, обеспечивая минимум погрешности расположений δ (мм) при максимуме прочности σ (Н/мм^2).

Данное решение имеет функциональную связь с тепловым полем и порядком сборки:

$$(\min\delta;\ \max\sigma) = f(T_L,\ n)\big|_{n=1,\,2,\,3}, \qquad (1)$$

где T_L – тепловое поле, приложенное на длине L;

n – порядок сборки.

При n =1 производят сборку и сварку двух комплектов по две детали, а затем сборку и сварку этих комплектов. При n =2 производят сборку и сварку трех деталей, а потом их сборку и сварку с четвертой деталью. При n = 3 производят сборку и сварку одновременно всех деталей рамы.

Во время сварки происходит непрерывное изменение структуры сборочных компонентов свариваемых деталей. Этот отличительный признак методики СУС влияет на исход технического конфликта. Метод регулировки по методике СУС связан с выбором эффективной стратегии компенсации тепловых деформаций от предыдущих переходов. Методика СУС с жесткой и плавающей структурой позволяет в рамках теории матричных игр анализировать виртуальные конечные состояния сборочно-сварных процессов. В качестве переменных параметров конечных состояний использовались расчетные значения тепловых полей сварных швов рамы.

В техническом конфликте, который обусловлен неопределенностью конкурирующих параметров точности и прочности, участвуют технолог и процесс сварки. Стратегии технолога включают МР и выбор одной из методик с учетом последовательности прихваток, приварки и объема сварного шва. Эти условия формируют i-строки в матрице выигрыша, определяя стратегии технолога в соответствии с выбором метода и методики сварки рам.

Обозначим **первую стратегию** i_1, что означает прикладывание прихваток и сварных швов между двумя соседними сопрягаемыми элементам рамы, т.е. последовательная попарная сварка элементов рамы – сварка по МР по методике СУС с жесткой структурой. **Вторая стратегия** i_2 – это расположение прихваток-швов на противоположных сторонах рамы относительно поперечной оси – МР по методике СУС с плавающей структурой, где положение последующей прихватки определяют по предыдущим деформациям. **Третья стратегия** i_3 включает расположение прихваток и сварных швов на максимальном расстоянии (диагонально) друг к другу МР по методике структурно неупорядоченной сварки.

Пример, поясняющий стратегии последовательности прихваток, приведен на рис. 2, где цифрами обозначены номера прихваток. Прихватки для трех стратегий имеют следующую структурную последовательность:

для i_1 – 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8;

для i_2 – 1, 8, 4, 5, 2, 7, 3, 6;

для i_3 – 2, 6, 1, 5, 7, 3, 8, 4.

Стратегии процесса сварки соответствуют j-номерам столбцов в матрице выигрыша и определяются тепловыми деформациями, которые являются причиной воздействий тепловых полей на тонкостенные детали рам.

Обозначим первую стратегию процесса j_1, которая означает, что сварка увеличивает влияние тепловых деформаций, т.е. при наложении тепловых полей соседних сварных швов и/или прихваток направления их результирующих векторов совпадают. Это происходит тогда, когда расстояния между сварными швами минимальны ($L_{\min}$). При этом тепловые поля при наложении суммируют:

$$\{\vec{T}(L_1)\} \oplus \{\vec{T}(L_2)\}.$$

При второй стратегии j_2 процесс сварки уменьшает влияние тепловых деформаций, т.е. векторы тепловых полей соседних сварных швов и/или прихваток направлены в разные стороны. Если сварные швы расположены на большом расстоянии $L_{\max}$ друг от друга, то векторы тепловых полей при наложении вычитают:

$$\{\vec{T}(L_1)\} - \{\vec{T}(L_2)\}.$$

Набор i, j-стратегий приводит к матрице выигрышей размерностью 3×2, включая три стратегии технолога (по числу строк матрицы) и две стратегии процесса тепловых воздействий (по числу столбцов матрицы). После определения размерности матрицы выигрышей вычисляют значения ее членов. Для этого в программном продукте ANSYS рассчитывают значения напряжений и деформаций от воздействия тепловых полей с учетом допустимых комбинаций различных методик сварки.

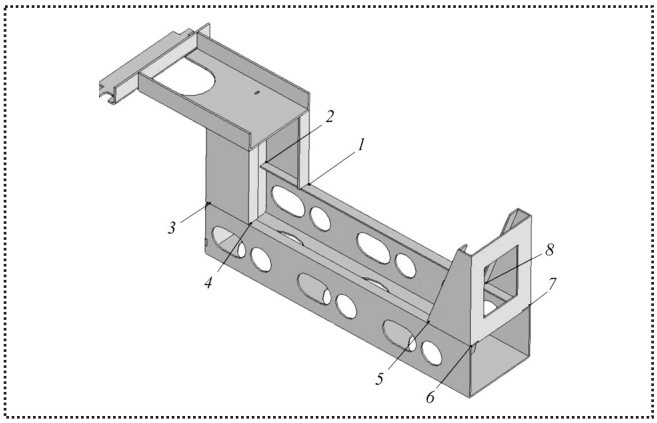


Рис. 2. Места приложения прихваток

Вначале разработанную модель сборочных компонентов сварной рамы импортируют в программу ANSYS. Далее задают начальные и граничные условия: температуру деталей, закон теплообмена конвекцией с окружающей средой, способ закрепления рамы в приспособлении, величину модуля Юнга (0,25), величину коэффициента температурного линейного расширения ($1{,}24\cdot10^{-5}$, $(°C)^{-1}$) и другие свойства материала, зависимость которых от температуры представлена в табл. 2.

Далее моделируют несколько последовательных прихваток. То есть в качестве внешних условий будут использованы тепловые воздействия и полученные от них тепловые поля. На следующем этапе в соответствии со стратегиями менялись параметры сборочно-сварных процессов, такие как температура воздействий и координаты их приложений.

Вычисления в программной среде ANSYS представлены двумя этапами. *Первый этап* – это решение тепловой задачи распределения температуры в объеме свариваемых деталей. *Второй этап* – это решение прочностной задачи, которое основывается на распределении теплового поля, используемого в качестве нагрузок. При определении тепловых деформаций в среде ANSYS принято допущение, что четвертый переход сварки можно представлять как модифицированный третий переход прихваток, предполагая, что сварочный шов – это прихватка, равная ему по объему.

С помощью программного продукта ANSYS, решив тепловую задачу, решаем задачу прочности, используя тепловые поля от прихваток как нагрузку. Для этого определяем деформации и напряжения от приложения прихваток к деталям рамы. Найдены эпюры суммарных перемещений и напряжений, один из вариантов которых представлен на рис. 3, см. 3-ю стр. обложки.

По расчетным значениям составляем матрицу выигрыша A максимальных значений суммарных перемещений и минимальных напряжений сварных рам применительно к трем стратегиям технолога:

$$A = \begin{bmatrix} 0{,}175\times10^{9} & 0{,}136\times10^{-3} \\ 0{,}280\times10^{9} & 0{,}430\times10^{-3} \\ 0{,}363\times10^{9} & 0{,}225\times10^{-3} \end{bmatrix}. \qquad (2)$$

2. Зависимость свойств материала от температуры

Свойства материала	Температура, °C			
	20	100	200	500
Плотность, кг/м^3	7871	7846	7814	7708
Удельная теплоемкость, Дж/(кг·°C)	482	498	514	555
Модуль упругости, ГПа·10^{11}	2,03	2,07	1,82	1,41
Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°C)	62	60	56	42

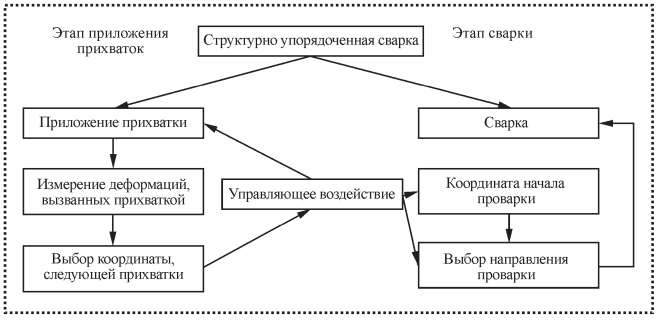


Рис. 4. Схема структурно упорядоченной сварки тонкостенных конструкций рам

В соответствии с правилом оптимальной стратегии баланс конфликтной ситуации сварки – это наименьшие напряжения и деформации. Такому условию удовлетворяют элементы первой строки i_1 матрицы выигрышей, т.е. первая стратегия технолога i_1 (МР по методике СУС с жесткой структурой), при которой обеспечивают максимально возможную точность тонкостенных конструкций рам при минимальных напряжениях, возникающих в сварных соединениях. Схема структурно упорядоченной сварки представлена на рис. 4.

Выводы

1. Методика структурно упорядоченной сварки позволяет компенсировать погрешности расположения сварных соединений, включая погрешности размеров деталей рамы, погрешности взаимной ориентации в приспособлении, погрешности тепловых деформаций от прихваток деталей и последовательности их приварки.

2. Использование данной методики в технологическом процессе позволит исключить операцию рихтовки сварных тонкостенных конструкций, а следовательно, снизить материальные затраты при изготовлении изделия.

Библиографический список

1. **Дружинин В.В., Конторов Д.С., Конторов М.Д.** Введение в теорию конфликта. М.: Радио и связь, 1989. 288 с.

2. **Рыльцев И.К.** Деловые игры в машиностроении: учеб. пособ. / Куйбышевский политех. ин-т. Куйбышев, 1989. 89 с.

3. **Воробьев Н.Н.** Основы теории игр. Бескоалиционные игры. М.: Наука, 1984. 496 с.

В.И. Ломаев, *канд. техн. наук (ОАО "Пермский завод "Машиностроитель"),*
Г.Р. Сагателян, *д-р техн. наук (МГТУ им. Н.Э. Баумана)*

Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей из композиционных материалов, изготовляемых намоткой

Разработана методология статического упругого линейного и нелинейного анализа изделий, изготовляемых намоткой. Экспериментальными исследованиями установлено наличие линейной зависимости упругих и прочностных свойств композиционного материала, полученного намоткой, от двух фрактальных параметров.

Разработана программа, моделирующая формирование толщины стенки при намотке изделий в форме трубы, а также создана система автоматизированного проектирования САПР НАМ, позволяющая создавать требуемое распределение толщины стенки изделия произвольной формы изменением угла намотки волокон.

The methodology of the static elastic linear and non-linear analysis of parts, made by winding. The existence of the linear function of the elastic and durable properties of composite materials of two fractal parameters is established.

To providing the uniform durability of the item, the routine, simulating the forming of thickness of wall during the tube winding is developed as well as the winding CAM system, permitting the forming of required distribution of the thickness of the wall of the item, having optional configuration, by changing the filament winding angle is created.

Ключевые слова: намотка, деформации, напряжения, метод конечных элементов, фракталы, прочность, упругость, бак, оправка, сборка.

Key words: winding, deformations, stresses, finite elements method, fractals, durability, elasticity, tank, mandrel, assembling.

Основной технологической задачей процесса намотки является получение изделий, обладающих заданным комплексом свойств, в том числе физико-механическими свойствами сформированного композиционного материала. Технологическое обеспечение качества намотанных изделий основано на адекватности прочностных расчетов, точности изготовления оправки и точности укладки на нее ленты или волокон [1...3].

Разработанная методология расчета изделий, изготовляемых намоткой, в интегрированном в систему трехмерного моделирования Solid Works пакете конечно-элементного анализа Cosmos Works позволяет решать следующие задачи:

- проведение статического упругого анализа (линейного и нелинейного);
- выполнение расчета собственных частот колебаний;
- анализ возможной потери устойчивости;
- выполнение теплового анализа (включая анализ температурных напряжений);
- исследование усталостных разрушений и динамического удара.

Рассмотрим в качестве примера прочностной расчет детали "компенсатор", изготовляемой методом намотки и предназначенной для компенсации температурного расширения трубопровода, снижения вибраций и гидравлических ударов, компенсации продольных и поперечных перемещений сдвига, выравнивания несоосности в трубопроводах.

В начале расчета необходимо составить эскиз с учетом того, что принятая начальная толщина стенки составляет 2,5 мм. Для расчета выбрана оболочечная трехмерная модель приближения, т.е. деталь "компенсатор" определена как оболочка.

Далее, на основании информации о нагрузке детали составляют схему нагружения и закрепления модели. Величины внешних нагрузок и ограничения, наложенные на деталь, представляют в табличной форме. Параметры сетки для расчета методом конечных элементов также заносят в таблицы.

В результате расчета напряжений получают эпюру напряжений, на которой можно видеть переход от допустимого напряжения к предельному. Эквивалентное напряжение, измеряемое в МПа, используют для определения запаса прочности материала, который по-разному сопротивляется растяжению и сжатию.

Система Solid Works определяет места детали с напряжением и перемещениями, которые совершают

отдельные части детали "компенсатор" под действием приложенных нагрузок, максимальны.

В местах, где напряжения превышают допустимые значения, увеличим толщину стенки детали за счет изменения угла намотки, что сопровождается изменением свойств материала. Деформации детали модернизированной конструкции, для которой приложенные нагрузки являются допустимыми, достаточно равномерны.

Подобным образом может быть произведено исследование реакции деталей, изготовленных намоткой для практически любых нагрузок при произвольных ограничениях. При этом обеспечивается достаточно точный, воспроизводимый результат.

Для моделирования изменения толщины стенки намотанной детали вследствие изменения угла намотки разработано простое в использовании программное обеспечение. Программа создана на базе системы SolidWorks и представляет собой дополнительный модуль к этой САПР. Модуль назван "Спиральная намотка". Он создает трехмерную модель изделия типа "труба" и показывает трубу в разрезе, рассчитывая толщину стенки из композиционного материала в зависимости от изменения угла наклона намоточной головки вдоль оси изделия. Рассчитывают три слоя. Каждый слой, в свою очередь, может состоять еще из трех слоев и т.д. с образованием фрактальной структуры композиционного материала.

Фрактальный подход был применен для выявления обобщающей информации об упругих и прочностных свойствах композиционного материала, полученного методом намотки при изменении количества намотанных слоев с варьированием угла намотки в каждом слое. В основу проводимых исследований композиционных материалов положен принцип фрактального анализа микроструктур материала, который базируется на теореме Рамсея [4]. Согласно ей любую структуру, содержащую достаточно большое количество элементов, можно рассматривать как мультифрактал, составленный из конечного числа вложенных друг в друга самоподобных структур. В качестве оценочного параметра применялась фрактальная размерность D:

$$D = -\lim \frac{\ln N(\varepsilon)}{\ln \varepsilon},$$

где ε – действительное число, образующее счетное покрытие множества N.

Введение фрактального комплекса $(S^2\rho)^{-1}$, где S – площадь единичного волокна; ρ – плотность композиционного материала, полученного намоткой волокон, позволило получить линейные характеристики, описывающие упругие свойства композиционного материала (рис. 1). Как видно из рис. 1, *а*, зависимость модуля упругости композиционного материала от площади поперечного сечения волокон, намоткой которых этот композиционный материал был получен, носит ниспадающий нелинейный характер и подвержена существенному рассеянию относительно среднестатистических значений. Такие зависимости не могут быть применены при компьютерном моделировании, поскольку они не гарантируют адекватности численных значений.

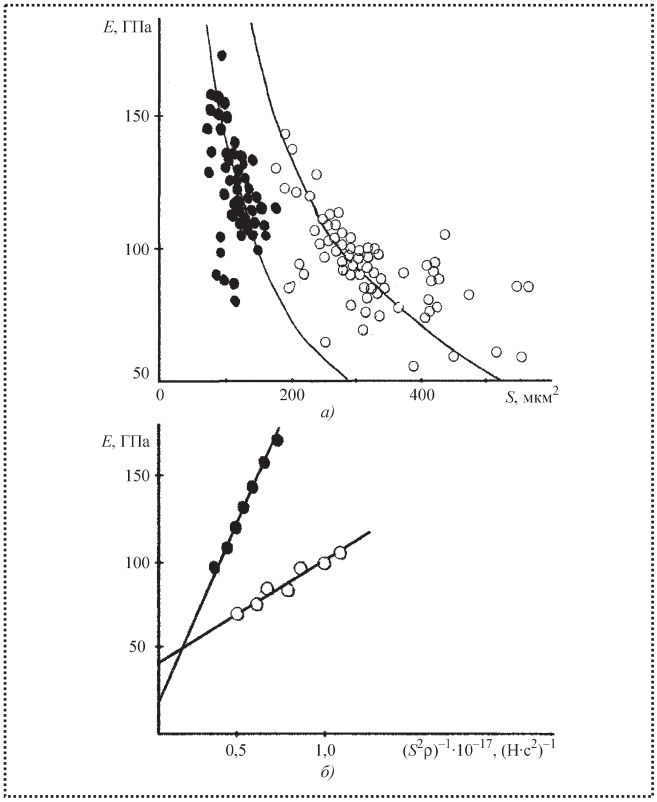


Рис. 1. Характеристика упругих свойств различных композиционных материалов:
а – зависимость модуля упругости от площади поперечного сечения волокон; *б* – зависимость модуля упругости от фрактального комплекса

Вместе с тем, пересчет значений модуля упругости композиционного материала, как функции от предложенного фрактального комплекса $(S^2\rho)^{-1}$, обеспечивает получение линейных зависимостей (см. рис. 1, *б*): с увеличением значений фрактального комплекса $(S^2\rho)^{-1}$ модуль упругости композиционного материала линейно возрастает. Такая линейная зависимость может быть учтена в математических моделях, применяемых при расчетах методом

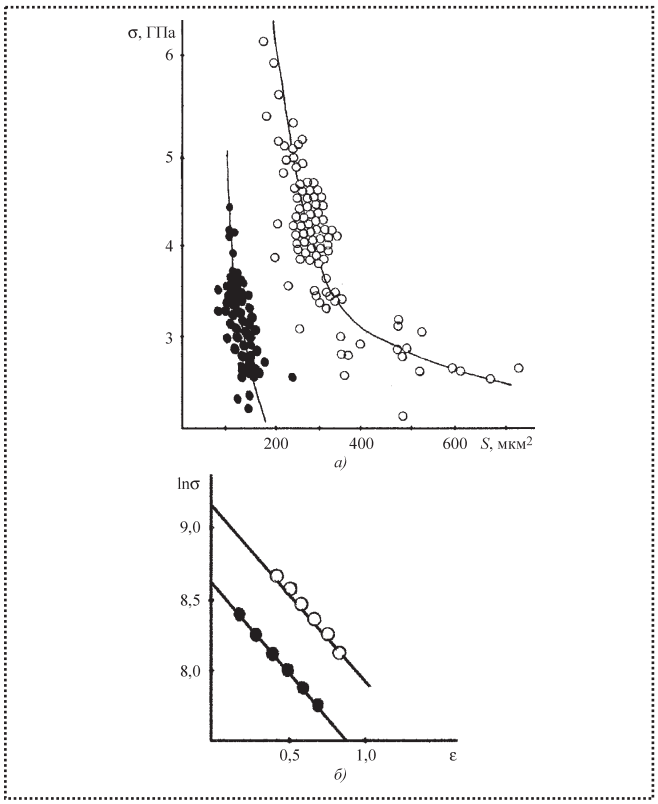


Рис. 2. Прочностные характеристики различных композиционных материалов:
а – зависимость предела прочности от площади поперечного сечения волокон; *б* – зависимость предела прочности от плотности упаковки волокон

конечных элементов напряжений и деформаций в деталях, изготовленных методом намотки волокон.

Экспериментальные исследования зависимости предела прочности композиционных материалов, полученных намоткой, от площади поперечного сечения волокон указывают в целом на ниспадающий характер этой зависимости (рис. 2, *а*). Различным экспериментальным точкам графиков, приведенных на рис. 2, *а*, соответствуют различные углы укладки волокон и различное количество слоев с варьированием угла укладки волокон от слоя к слою. Различия в структуре строения таких композиционных материалов приводят к существенному разбросу экспериментальных данных, что снижает адекватность компьютерного моделирования прочностных свойств деталей, изготовленных намоткой.

Линейной зависимости параметра, характеризующего предел прочности композиционного материала, от факторов, характеризующих особенности кинематики намоточной операции, можно достичь, если строить зависимости вида $\ln\sigma - \varepsilon$ (см. рис. 2, *б*), где ε – безразмерный коэффициент, характеризующий неплотность упаковки волокон, образующих стенку детали при намотке. Коэффициент ε определяли, используя компьютерную программу "*Спиральная намотка*", как частное от деления объема стенки детали, не занятого волокнами, к общему объему стенки на исследуемом участке.

Создание на основе экспериментальных исследований указанных линейных характеристик (см. рис. 1, *б* и 2, *б*) для описания упругих и прочностных свойств материала в удобной для компьютерного моделирования форме позволило разработать программное обеспечение САПР НАМ по моделированию процесса намотки.

Для определения необходимой ориентации волокон программа, исходя из заданных требований к прочности, вычисляет шаблон укладки волокон на оправку, обеспечивающий равномерную деформацию детали при эксплуатации, и автоматически создает программу управления для намоточного станка. Она также вычисляет требуемую толщину слоев для осесимметричных и неосесимметричных конструкций оправок и сохраняет структуры как интерфейс для программ расчета по методу конечных элементов. Обеспечиваются наилучшие возможности для получения определенной степени пропитывания смолой, позиционирования волокон и их ориентации в композиционном материале.

Утилита для проектирования пакета САПР НАМ создает трехмерные модели оправок и также интерфейс для ввода моделей в системы автоматизированного проектирования. Для экспериментальных исследований по получению слоев требуемой структуры методом намотки волокон применяли оптимальные конструкции оправок, которые изготовляли из стали, алюминия, выщелачиваемого гипса, вспененных полимеров, термопластов и эластомеров. Применялись оправки одноразового и многократного использования, разборные, накачиваемые. Критерием выбора служила себестоимость изготовленной оправки. При создании конструкции оправок использовали базу данных, являющуюся составной частью САПР НАМ.

При проектировании деталей из волоконных композитов вначале определяют углы намотки, обеспечивающие наилучшую несущую способность детали. Затем станок программируют для изготовления изделия. Для этого САПР НАМ вычисляет, исходя из заданных прочностных требований, укладку волокон на оправку и автоматически создает уникальную программу для станка волоконной намотки. При этом обеспечивается воспроизведение на

станке структуры намотанного слоя так, как это было смоделировано в САПР НАМ.

Принимая во внимание трение между волокнами и оправкой, САПР НАМ обеспечивает расчет траектории укладки волокон, которые не располагаются на геодезической линии (кратчайшем расстоянии между двумя точками на криволинейной поверхности). Это позволяет, в частности, провести оптимизацию укладки волокон на сфероидальные крышки баллонов давления, что обеспечивает их изготовление с различной геометрической формой сфероидальных крышек.

Поскольку свойства полимерных материалов, связующих веществ, подготовленных к операции намотки, нестабильны, важной задачей является минимизация времени изготовления изделия. Для этого САПР НАМ предоставляет две возможности.

Во-первых, САПР НАМ позволяет комбинировать получение разных слоев таким образом, что законченное изделие может быть изготовлено без остановок станка.

Во-вторых, САПР НАМ рассчитывает программу с самым коротким временем изготовления, используя максимально допустимые скорости и ускорения рабочих органов станка.

САПР НАМ дает возможность изучить различные варианты структуры композитных слоев и моделировать деформации в результате нагрузок посредством встроенной программы. Это в значительной степени заменяет изготовление и испытания дорогостоящих опытных образцов. Меняющийся угол намотки в наматываемом композитном слое обеспечивает оптимальную устойчивость к любым нагрузкам, прикладываемым к детали, создавая:

♦ малый угол намотки для сопротивления изгибающим нагрузкам (главным образом, приложенным к продольной оси);

♦ угол равный 45° для передачи вращающего момента;

♦ кольцевую намотку на концах детали для объединения внутренних силовых элементов.

Управление и аппаратное обеспечение: Windows 95/98/ME/NT/2000/XP, процессор Intel Pentium III 600 МГц или эквивалентный, 128 Мб RAM. *Преимущества*:

• экономия времени на этапе проектирования и при программировании станка;

• уменьшение машинного времени посредством исключения пробных переходов;

• исключение потерь материала в экспериментах по намотке;

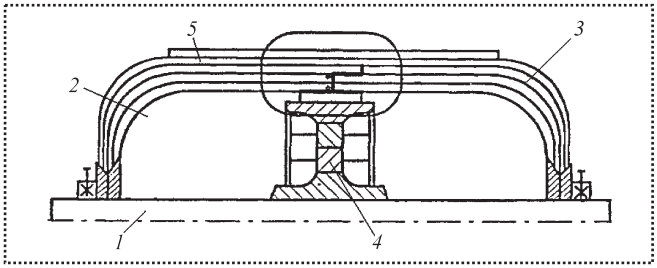


Рис. 3. Многоразовая монолитная оправка для намотки волокон

• экономия материала вследствие его оптимизированного использования;

• максимальное использование возможностей материала.

При этом использовали собственную современную базу данных по связующим и волокнистым материалам для намотки изделий.

Благодаря применению САПР НАМ на предприятии ОАО "Пермский завод "Машиностроитель" внедрен способ изготовления крупногабаритных композитных баков [5] для авиационной промышленности (вертолетостроение). Такой способ применяют в производстве крупногабаритных сосудов высокого давления из композиционных материалов при переводе вертолетов на газовое топливо.

В отличие от существующих способов намотки, в данном случае композитный слой формируют и формуют на монолитной оправке *1* многоразового использования (рис. 3). Ее внешний контур соответствует внутренней форме центральной части и днищ бака. Сначала формируют на монолитной оправке внутренний композитный слой, состоящий из двух охватывающих полюсные горловины днищ бака спиральных композитных слоев *2* и *3*. Их предварительно формуют, а затем разрезают в плоскостях, перпендикулярных оси симметрии бака, со смещением резов от слоя к слою в продольном направлении и размещением на участках между резами слоев антиадгезива, который после снятия полузаготовок бака с оправки удаляют. На эти участки наносят адгезив и устанавливают полузаготовки на промежуточное опорное кольцо *4*, размещая его в зоне резов. Затем формируют внешние композитные слои бака *5*, после чего их формуют одновременно с клеевым швом или швами, соединяющим спиральные композитные слои. Промежуточное опорное кольцо удаляют через полюсные отверстия бака.

Для большинства вариантов применения САПР НАМ каждый слой состоял из двух различных подслоев: спиральной намотки с малым углом для устойчивости к продольным силам и внешней

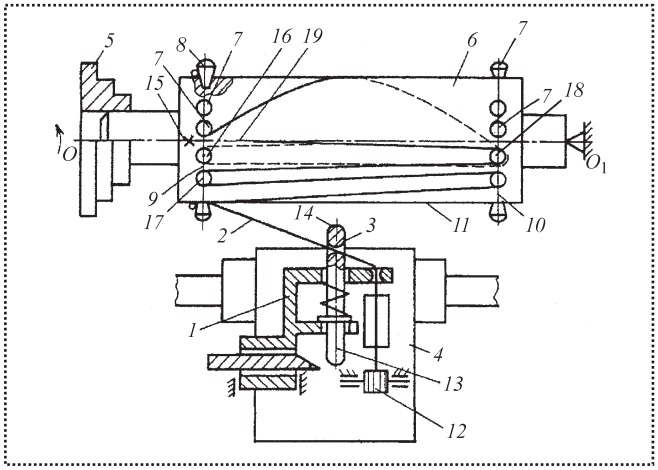


Рис. 4. Схема устройства для намотки волокон

кольцевой намотки для сопротивления окружным силам. Для реализации оптимальных углов укладки волокон внедрен способ укладки на оправку продольной нитевидной арматуры [6].

Способ позволяет изготовлять слоистые оболочки из армированной пластмассы, в которых возникают преимущественно продольные напряжения, в том числе от действия осевых сил, изгибающих моментов, поперечных перерезывающих сил, внутреннего донного давления. В схеме армирования таких деталей по условиям нагружения должна преобладать продольная нитевидная арматура, уложенная вдоль оси оболочки под углом 0...45 град. к текущему меридиану.

Способ реализуют следующим образом. Раскладчик *1* (рис. 4) продольной нитевидной арматуры *2* с фильерой *3* монтируют на суппорте *4* намоточного устройства с приводом вращения *5*. Оправку *6* собирают с коронками *7*, имеющими свободные концы *8*. Концы размещают кольцевыми рядами *9*, *10* по краям участка *11* оправки. На последней в дальнейшем укладывают арматуру *2*.

Укладку арматуры осуществляют путем стягивания ее с бобины или кассеты *12* на неподвижную или совершающую прерывистое вращение вокруг оси $O–O_1$ оправку *6*. Укладку проводят через фильеру *3*, совершающую вместе с раскладчиком *1* прерывистое возвратно-поступательное движение вдоль оси $O–O_1$. При этом арматура *2* закреплена за коронки *7*. На раскладчике *1* перед укладкой монтируют направленный к оси $O–O_1$ палец *13*. Он перемещается прерывисто возвратно-поступательно к оси $O–O_1$ оправки и от нее. Перед началом укладки конец *15* арматуры *2* закрепляют на оправке, например, на коронке *16*.

Палец *13* ориентируют между соседними коронками *16*, *17* каждого ряда *9*, *10* так, чтобы минимальная радиальная координата относительно оси $O–O_1$ была больше, чем максимальная радиальная координата свободных концов *8* противолежащей пары коронок *16*, *18*, расположенных в разных рядах *9*, *10*.

Затем укладывают первичную прядь *19* арматуры *2*, передвигая раскладчик *1* с пальцем *13* и фильерой *3* вдоль оси $O–O_1$ к коронке *18* на противолежащем ряду *10* участка *11*. После этого раскладчик *1* перемещают в скрещивающемся направлении поперек оси $O–O_1$ или поворачивают оправку вокруг оси $O–O_1$ на величину, обеспечивающую относительное перемещение арматуры *2* на боковую сторону свободного конца коронки *18*.

Затем перемещают палец *13* по радиусу оправки *6* на величину, обеспечивающую пальцу *13* положение, при котором минимальная радиальная координата его края имеет большее значение, чем максимальная радиальная координата свободных концов пар коронок *18* и *16* или *18* и *17*. В этом же цикле относительного движения пальца *13* закрепляют арматуру *2* и цикл повторяют.

Выводы

Разработанная методология расчета в интегрированном в систему трехмерного моделирования SolidWorks пакете конечно-элементного анализа CosmosWorks позволяет производить статический линейный и нелинейный упругий и прочностной анализы изделий, изготовляемых методом намотки.

Для расчета толщины стенки таких изделий может быть применена компьютерная программа "*Спиральная намотка*", обеспечивающая формирование трехслойной структуры стенки с фрактальной структурой каждого из слоев.

Для изделий, изготовляемых намоткой, введен фрактальный комплекс $(S^2\rho)^{-1}$. Он позволяет обеспечить линейность упругих характеристик композиционного материала и совершенствовать системы автоматизированного проектирования намоточных операций. Этому же способствует и установленная линейная зависимость вида $\ln\sigma - \varepsilon$.

Созданная на основе аналитических и экспериментальных исследований САПР НАМ дает возможность оптимизировать режимы намоточных операций на основе изучения различных вариантов структуры композитных слоев и моделирования посредством встроенной программы деформаций изделия под действием нагрузок в условиях эксплуатации.

Практическая реализация работы САПР НАМ указывает на то, что крупногабаритные детали типа топливных баков целесообразно изготовлять методами сборки намоткой из двух полубаков, а детали в форме стержней, испытывающие в основном продольные нагрузки, следует изготовлять намоткой на корончатых оправках сложной сборной конструкции.

Библиографический список

1. **Буланов И.М., Воробей В.В.** Технология ракетных и аэрокосмических конструкций из композиционных материалов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. 514 с.

2. **Аюшеев Т.В.** Геометрические вопросы адаптивной технологии изготовления конструкций намоткой из волокнистых композиционных материалов. Улан-Удэ: Изд-во БНЦ СО РАН, 2005. 212 с.

3. **Ломаев В.И.** Изготовление и контроль изделий из композиционных материалов. М.: Сатурн С, 2005. 164 с.

4. **Потапов А.А.** Фракталы в радиофизике и радиолокации. М.: Логос, 2002. 664 с.

5. **Потакаев К.А., Ломаев В.И., Сироткин А.К., Захаров Г.Я.** Патент РФ № 2.233.744. Способ изготовления крупногабаритного композитного бака.

6. **Покатаев К.А., Ломаев В.И., Захаров Г.Я.** Патент РФ № 2.223.860. Способ укладки на оправку продольной нитевидной арматуры.

В.Г. Карабань, *канд. техн. наук,* **Е.И. Митина**
(Волгоградский государственный технический университет)

Коррекция допусков деталей клиновых механизмов свободного хода механических импульсных передач при воздействии температуры

Исследовано влияние тепловых потерь на действительные размеры деталей в зависимости от условий работы для клиновых механизмов свободного хода импульсных механических передач. Предложены упрощенные зависимости оценки коррекции допусков размеров для обеспечения взаимозаменяемости, полученные с помощью математических моделей и экспериментально.

The influence of thermal losses on the valid sizes of details in depending of work's conditions is investigated for wedges mechanisms of a free way the mechanical pulse transfers. For maintenance of interchangeability are offered the simplified dependences of an estimation correction of the size's admissions, which received with the help of mathematical models and experimentally.

Ключевые слова: импульсные передачи, клиновые механизмы, метод конечных элементов, коррекция, допуски.

Key words: pulse transfers, wedges mechanisms, a method of final elements, correction, admissions.

Бесступенчатые механические передачи находят широкое применение в автоматических и ручных приводах машин пищевых и химических производств, вспомогательного оборудования, трансмиссиях автомобилей, мини-техники, где требуется бесступенчатое регулирование скорости ведомого вала. К особому классу передач относят импульсные бесступенчатые, обладающие такими достоинствами как: простота и технологичность конструкции, высокий коэффициент полезного действия и относительно низкая стоимость. Импульсный характер движения в ряде случаев повышает качество технологического процесса, например, импульсное резание, чистка поверхностей, перемешивание и т.п.

Импульсную механическую передачу можно представить как механический генератор колебаний с регулируемой амплитудой и механизмы свободного хода (МСХ), преобразовывающие колебания в однонаправленные [1]. Наибольшее распространение в силовых приводах получили конструкции МСХ, созданные А.А. Благонравовым – клиновые с дополнительной кинематической связью и осевые, которые в значительной степени определяют качество работы передачи.

Динамика МСХ предполагает наличие четырех фаз: включение; включенное состояние; выключение; выключенное состояние [2, 3]. Переход

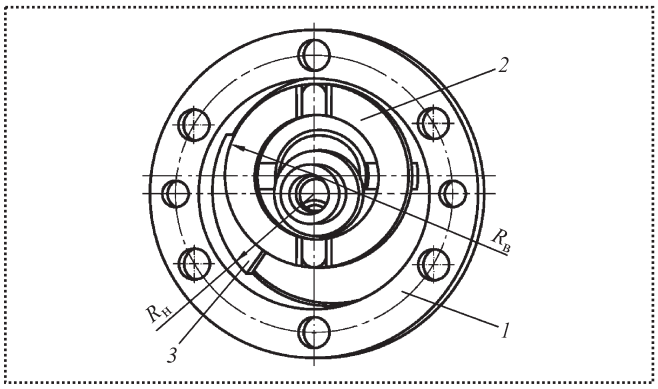


Рис. 1. Механизм свободного хода:
1 – наружная обойма; *2* – внутренняя обойма; *3* – клин

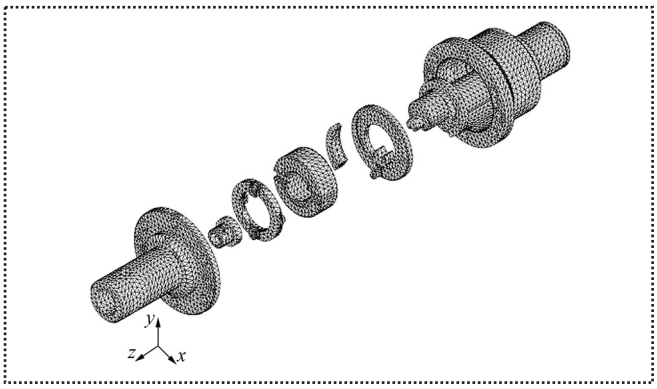


Рис. 2. Объемная модель МСХ с разбивкой на конечные элементы

к каждой из рабочих фаз определяется конструкцией, показателями точности, материалами, рабочей средой и сочетаниями динамических условий на рабочих поверхностях. В конечном счете указанные сочетания приводятся к контактным поверхностям клинового тела, ведущей и ведомой обойм МСХ. Весь класс указанных механизмов сохраняет эту специфику независимо от вида кинематической связи (крестовая муфта, зубчатое зацепление, волновая передача, параллелограмм и т.п.).

Качество импульсной бесступенчатой передачи существенно зависит от показателей точности изготовления и сборки элементов. Для МСХ это будет соотношение действительных радиусов внутренней $R_В$ и наружной $R_Н$ контактных поверхностей клина, их форма и взаимное расположение. На рис. 1 приведена схема МСХ с крестовой муфтой.

Специфика перехода от включенного состояния МСХ к выключенному и обратно приводит к потерям энергии, которые, главным образом, преобразовываются в тепло. Изменение температурного режима при длительной непрерывной работе МСХ импульсной бесступенчатой передачи или при работе на переходных режимах приводит к изменению соотношения действительных размеров сопрягаемых поверхностей.

Разработана твердотельная объемная модель МСХ (рис. 2) конструкции проф. А.А. Благонравова с дополнительной кинематической связью в виде крестовой муфты [1] для вариатора конструкции ВолгГТУ.

Детали МСХ были разбиты на конечные элементы [4]. При вращении ведущего вала бесступенчатой передачи эксцентрик МСХ совершал колебательное движение (за один оборот ведущего вала одно полное колебание).

В основу математической модели положено нестационарное уравнение теплопроводности, которое в векторной форме можно представить как:

$$\rho(x, y, z)C(x, y, z)\frac{\partial T}{\partial t} - \mathrm{div}[k(x, y, z)\mathrm{grad}(T)] = f(x, y, z),$$

где $\rho(x, y, z)$ – плотность вещества;
$C(x, y, z)$ – удельная теплоемкость;
$k(x, y, z)$ – коэффициент теплопроводности;
$T(x, y, z)$ – температура;
$f(x, y, z)$ – плотность источников тепла;
t – временной параметр.

Для наружной $R_Н$ и внутренней $R_В$ поверхностей клина рассчитывались тепловые потоки. В рассматриваемом примере $q_Н(r, t) = 5510{,}3$ Вт/м^2, $q_В(r, t) = 4574{,}4$ Вт/м^2. Тепловые потоки остальных поверхностей типа "вал–отверстие" не превышали 1,5 кВт/м^2. Для граничных условий были заданы начальная температура для всех тел 293 К, тепловые потоки на соответствующих гранях, температура окружающей среды 293 К и коэффициент конвекции, равный 20 $\frac{\text{Вт}\cdot°\text{C}}{\text{м}^2}$ для поверхностей, где выдавливается смазка, без смазки – 60 $\frac{\text{Вт}\cdot°\text{C}}{\text{м}^2}$.

Численное моделирование осуществлялось для частоты включений МСХ $f = 16{,}7$ с$^{-1}$. Время включения механизма $t_В = 0{,}03$ с. Площади внутренней и наружной контактных поверхностей клина соответственно составляли $F_{КЛ} = 2{,}39\cdot10^{-4}$ м^2 и $F_{КЛ} = 2{,}89\cdot10^{-4}$ м^2. Масса ведомых частей МСХ составляла $m_1 = 4{,}15$ кг, ведущих – $m_2 = 1{,}4$ кг. Экспериментально установ-

лено, что угол поворота при включении и выключении для рассматриваемой конструкции лежал в интервале 2...9 град. (0,034...0,157 рад).

Детали МСХ были изготовлены из стали 18Х2Н4ВА, клин – из специального композиционного материала, созданного в Национальной академии наук Республики Беларусь.

Величины тепловых потоков через внешнюю и внутреннюю поверхности клина определялись с использованием экспериментальных данных переходных процессов при включении и выключении на базе закона сохранения энергии.

Для расчета масс и моделирования работы МСХ использовали пакет COSMOSMotion, а для тепловых расчетов – пакет COSMOSWorks. Твердотельная модель разработана с применением пакета Solid Works(SW 10 Lab Pak, договор ООО "SWR" № U160107 от 16.01.2007).

Численное решение уравнений выполнялось методом, основанным на алгоритме Холесского [4]. Пример решения приведен на рис. 3 (см. 3-ю стр. обложки).

Полученные результаты позволяют сделать вывод, что наибольшая температура при работе наблюдается в зоне контакта на клине *3* и внутренней обойме *1* (см. рис. 1, 3). Температура на поверхностях для принятых условий после 30 ч работы может достигать 376 К. Расчетные данные хорошо согласуются с данными экспериментов, погрешность не превышает 10 %, при надежности 95 %.

Разность температур элементов МСХ может составлять 40...60 °С при работе в течение суток. Указанные перепады по-разному изменяют действительные размеры элементов. Для сохранения параметров точности в заданных пределах и их соотношения между собой необходимо определить температурные поправки на допуски размеров наружной и внутренней поверхностей клина и допуск наружного размера внутренней обоймы МСХ. Эти поправки можно легко определить, используя решения, полученные с помощью разработанной модели и зная коэффициенты расширения материалов МСХ.

Для инженерных расчетов могут быть использованы приближенные зависимости, полученные с помощью указанной модели и экспериментальных данных. Величина температурной поправки к допуску размера при начальной температуре 293 К

$$\Delta_T = t_{\text{р}} \frac{(m_1 - m_2)\omega^2 R_i^2}{2F_{\text{КЛ}}} k_i l \alpha,$$

где k_i – коэффициент пропорциональности, зависящий от рассматриваемой детали МСХ;

$t_{\text{р}}$ – время работы механизма, ч;

m_1, m_2 – приведенные массы ведомых и ведущих частей, кг;

R_i – радиус наружной (внутренней) поверхности клина;

$\omega = \lambda f$;

λ – суммарный угол поворота ведущего вала МСХ при включении и выключении, рад;

f – частота включений механизма ($с^{-1}$);

$F_{\text{КЛ}}$ – площадь контактной поверхности клина, $м^2$;

l – толщина рассматриваемой поверхности, м;

α – коэффициент теплового линейного расширения.

Коэффициенты для рассматриваемого класса механизмов: $k_3 = 0{,}2532$ для клина на наружной поверхности, $k_2 = 0{,}2266$ для внутренней обоймы и клина на внутренней поверхности. Значением k_1 для детали *1* пренебрегаем (см. рис. 1), так как для нее температура будет значительно ниже и поправка будет несущественна.

Для обеспечения полной взаимозаменяемости допуск на размер

$$T_{R\Delta} = T_R - \Delta_T;$$

где $T_{R\Delta}$ – скорректированный допуск;

T_R – функциональный допуск.

Для рассматриваемого примера поправки к допускам клина составляют ≈2,5 мкм, а внутренней обоймы ≈7 мкм.

Таким образом, при проектировании, изготовлении и сборке рассматриваемого класса механизмов можно корректировать допуски размеров для различных условий работы.

Библиографический список

1. **Благонравов А.А.** Бесступенчатые импульсные передачи / А.А. Благонравов. М.: Машиностроение, 2005. 366 с.

2. **Карабань В.Г.** Оценка взаимозаменяемости импульсных механических приводов постоянной скорости по динамическим параметрам // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2005. № 5. С. 20–23.

3. **Карабань В.Г., Скребцов А.И.** Результаты исследований механических импульсных передач в автоматических приводах стабилизации скорости малой мощности // Машиностроение и электроника. № 9. Изд. "Машининтеллект". София. 2004. С. 89–92.

4. **Алямовский А.А.** SolidWorks / COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов / А.А. Алямовский. М.: ДМК Пресс, 2004. 432 с.

В.А. Коротков, И.Д. Михайлов, А.М. Веснин, А.С. Зотов
(Нижнетагильский институт (филиал) УГТУ УПИ, Нижний Тагил)

ОПЫТ ВНЕДРЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЙ ВОССТАНОВЛЕНИЯ НА ВЕДУЩИХ ПРЕДПРИЯТИЯХ УРАЛА*

Приведены новые разработки по восстановлению и упрочнению деталей методами наплавки, ремонтной сварки и электроискрового легирования.

The article discusses new techniques of renovation and hardening of parts by welding, repair welding and electric spark doping.

Ключевые слова: технология восстановления, упрочнение, наплавка, плунжер, ремонтная сварка.

Key words: restoration technique, hardening, welding, plunger, repair welding.

Наплавка плунжеров гидронасосов

Плунжеры насосов высокого давления типа Г–301 и Г–305 имеют небольшой диаметр (∅ 90...65 мм) и поэтому при наплавке склонны к искривлению, что делает их непригодными к эксплуатации.

В качестве эксперимента на плунжерах гидронасосов для Нижнетагильского металлургического комбината и ВСПО выполнялась наплавка нестабильно-аустенитной сталью с твердостью 200 HV, которая после проточки увеличивалась до 300 HV, а после обкатки роликом – до 350 HV. Обкатка уменьшила шероховатость поверхности с *Ra* 5 до *Ra* 0,65. После наплавки плунжеров из стали 45 стойкость увеличилась с 20 сут. до 12 мес., т.е. более чем на порядок.

Плохая очистка воды вызвала необходимость увеличения твердости наплавленного слоя. На ФГУП "Уралвагонзавод" азотированные плунжеры из стали 38Х2Ю на насосах Г-305 перешлифовывали каждые 2–3 мес. с осадкой на 0,10; 0,15; 0,20 мм соответственно и одновременно заменяли текстолитовые втулки. Таким образом, до замены они работали 9 мес. По новой восстановительной технологии плунжеры наплавили коррозионно-стойкой сталью с твердостью 40 HRC. После 19 мес. они оставались в эксплуатации. Таким образом, наплавка увеличила их стойкость более чем в 2 раза.

В насосе УНБТ-950 с давлением 32 Па плунжеры ∅ 140 мм из стали 2Х13 изнашивались на 5 мм всего через 50 ч работы. Коррозионно-стойкая наплавка с твердостью 40 HRC увеличила стойкость в 2 раза. В дальнейшем применили облегченную (сварную) конструкцию плунжера, доместиковые шевронные уплотнения заменили на сальниковую набивку Мс-571, а материал втулки БрОЦС – на БрО10Ф0,5, что еще улучшило их работоспособность. Однако до 450 ч стойкость увеличилась после наплавки новой проволокой Нп-40Х16РТ с твердостью 55...60 HRC.

Кроме насосов, тонкие плунжеры применяют в гидроцилиндрах обратного хода, контейнера, синхронизатора, стопора, шибера и т.п., срок службы которых также существенно повышается в результате наплавки. Всего за 2004–2007 гг. для предприятий было наплавлено более 1200 плунжеров.

Наплавка многотонных плунжеров

Плунжеры прессов имеют большую массу (до 50 т). При их наплавке основной трудностью является предотвращение холодных трещин. Для этого используют подогрев. По мере увеличения твердости наплавки температуру подогрева следует повышать, что проблематично на тяжелых изделиях. Отсюда понятно, почему к наплавке тяжелых плунжеров либо не прибегают, либо наплавляют их мягкой сталью 1Х18Н9Т с 200 НВ, не требующей высокого подогрева.

Повышенной стойкостью к холодным трещинам, несмотря на значительную твердость 40 HRC, обладает проволока Св-12Х15Г2. Ею в 1996 г. наплавили плунжер (из стали 50 ∅ 1016 мм и массой 10 т) мультипликатора, который ежегодно ремонтировали после износа. Через четыре года не было обнаружено износа на рабочей поверхности плунжера;

*По материалам 10-й Международной научно-практической конференции "Технологии ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки". С.-Петербург. 15–18 апреля. 2008.

плунжер был оставлен в дальнейшей эксплуатации. Таким образом, наплавка увеличила стойкость более чем в 4 раза.

Наплавка проволоки Св-10Х18Н9Т с 200 НВ на плунжерах ∅ 2000 мм и массой 50 т повторялась через 10 лет. В 1994 г. такой плунжер был наплавлен проволокой Св-12Х15Г2 с 40 HRC. После небольшой калибровочной проточки он оставлен в эксплуатации на следующие 10 лет. Отличное состояние поверхности плунжера в процессе длительной эксплуатации позволило восстановить таким методом еще три плунжера в 2002–2007 гг.

Наплавка корпусов насосов и клапанных коробок

Восстановление внутренних поверхностей в корпусах насосов и в клапанных коробках освоено в 2002 г. За это время было восстановлено около 300 изделий. Сначала производят предварительную проточку для удаления кавитационных разрушений и получения ровной блестящей поверхности. Затем выполняют автоматическую наплавку коррозионно-стойкой кавитационной сталью с твердостью 30 HRC до 3-х слоев по 5 мм. При повышенном износе деталь сначала восстанавливают Св-08Г2С.

Наплавка "в размер"

Сила для передвижения тележек на машинах при производстве окатышей и агломерата передается через их борта, что приводит к изнашиванию. Борта наплавляли Нп-30ХГСА с 25 HRC с последующей механической отработкой. Взамен применена наплавка ППН-508А (50Х5ГСМ) с высокой твердостью 50 HRC на вертикальной поверхности "в размер" по шаблону без последующего фрезерования. Это исключило затраты на механическую обработку, уменьшило объем наплавки за счет исключения припуска на механическую обработку, существенно повысило срок службы в связи с увеличением твердости.

В процессе эксплуатации за 10 лет стакан траверзы конусной дробилки ККД1500/300 высотой 1,5 м износился с одной стороны на 300 мм. Масса изношенной части порядка 3,5 т. Износ восстановили методом пакетной приварки вырезанных по шаблону пластин из листа толщиной 40 мм проволокой ПП-СП10. Снаружи пластины наплавили "в размер" износостойкой проволокой ПП-ПМ41. Это позволило отказаться от закупки дорогостоящей новой траверзы.

Торцовые крышки мельниц, стоимость которых порядка 1 млн руб., изнашиваются в результате проникновения пульпы под уплотнения. Поэтому при восстановлении важно защитить их от абразивного износа. Для этого сначала выполняют наплавку "мягкой" проволокой ПП-СП10 для последующей механической обработки наплавленного слоя. Проточку проводят на глубину 3 мм от номинального размера. Затем на специально подобранном режиме наплавляют слой толщиной 3 мм твердого сплава ПП-ПМ41 с 60 HRC. Точная наплавка "в размер" позволила избежать трудоемкого шлифования. По данной технологии восстановлено более 80 крышек мельниц со значительным экономическим эффектом.

Наплавка "в размер" требуется также при восстановлении одноканатных шкивов клетьевых шахтных подъемников. Обод разбивают на 16 участков, наплавку которых проводят два сварщика с диаметрально противоположных сторон. Чтобы не допускать перегрева, поочередно наплавляют по одному валику по всей окружности шкива участками через один. Всего уже укладывают три валика за три полных оборота шкива (см. рисунок). Профиль наплавленного ручья контролируют шаблоном, наплывы удаляют шлифовальной машинкой.

Ремонтная сварка

Под ремонтной сваркой понимают заварку трещин в сварных швах или основном металле изделий, какое-то время находящихся в эксплуатации. Если эксплуатация была длительной, а изделие массивное, то трещины принимают разветвленный вид. При коротких сроках эксплуатации трещины

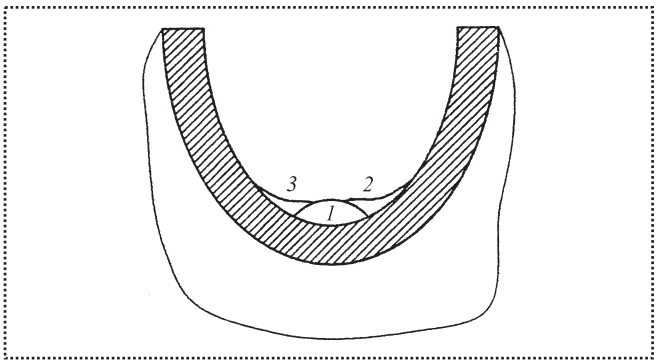


Схема укладки валиков (*1*, *2*, *3*) при наплавке шкива

образуются из-за перегрузок (например, в результате ошибок конструктора), высоких остаточных напряжений, возникающих при изготовлении, интенсивной эксплуатации и т.п.

Ремонтная сварка может осложняться нахождением трещины в труднодоступном месте или в положении (вертикальном, потолочном), неудобном для сварки. Могут быть ограничения по подогреву из-за большой массы или опасения наведения остаточных напряжений локальным подогревом.

Существует практика, когда вместо заварки трещин приваривают накладки. Но такой ремонт недолговечен и бывает оправдан, если нужно выиграть время для замены поврежденного изделия на новое.

Правила проведения ремонтной сварки

1. Полная разделка трещин – важное условие успешной эксплуатации после их заварки. Остатки трещин, как концентраторы напряжений, могут инициировать повторные разрушения. При вышлифовке трещины затираются и пропадают из виду. Требуются дополнительные операции по их выявлению, например проведение ультразвуковой или магнитной дефектоскопии. При разделке трещин дуговой строжкой угольным или металлическим (ОЗР-1) электродами трещины хорошо видны под дугой, и сварщик легко контролирует, когда они пропадают. Строжку следует отнести от краев трещин к ее середине. В противном случае возможен рост (продвижение) трещин под воздействием термических напряжений. Не допускать этого позволяет засверловка неповрежденного металла на расстоянии 20 мм по направлению движения трещины, но она не всегда возможна.

2. При заварке разделок предпочтительнее применять электроды с основным типом покрытия. Они дают меньше наводороживание и поэтому более высокую стойкость к появлению трещин в швах. Промышленность выпускает электроды марок УОНИ-13/15 и ТМК-21У. Последняя дороже, но дает более легкую отделимость шлаковой корки, а значит, более высокую сменную производительность сварщиков. Таким образом, перерасход на сварочном материале окупается экономией на заработной плате.

3. Вместо подогрева при заварке трещин в массивных изделиях применяется проковка швов. Она понижает уровень сварочных напряжений и предупреждает образование трещин при сварке. Проковке не подлежат корневые и облицовочные швы. Первые не приковываются из-за опасности их разрушения, а вторые вместо проковки зашлифовывают.

4. Проковку выполняют до удаления чешуйчатости затупленным зубилом, сразу же после расходования каждого электрода, пока металл шва горячий.

5. Участки, свариваемые одним электродом, располагают через один, от середины к концам, с последующей заваркой промежутков. Применяется укладка швов "каскадом" или "горкой". Сварку ведут узкими валиками с небольшими поперечными колебаниями электрода. Каждый слой в широкой разделке формируют за несколько проходов, предварительно укладывают на кромки облицовочные валики. В двухсторонних швах перед заваркой второй стороны угольной строжкой удаляют корень первого шва.

6. В случаях, когда заваренные электродами ТМУ-21 трещины повторно появляются при эксплуатации, их заваривают уже аустенитными электродами, как правило, без подогрева и без проковки. Так поступили с канатными барабанами шахтных подъемников и эта мера себя оправдала. При заварке двух трещин по 350 мм в цилиндрической детали ∅1700 мм гидропресса, сразу применили аустенитные электроды, так как трещины располагались на галтели – концентраторе напряжений.

7. Заменять подогрев проковкой не удается при заварке трещин в закаливающихся сталях. Он здесь необходим для предупреждения закалочных структур и напряжений, которые вызывают трещины в околошовной зоне.

Наплавка роторов эксгаустеров

Эксгаустер представляет собой тягодутьевую машину, предназначенную для просасывания воздуха через агломашину при спекании агломерата. В процессе эксплуатации лопатки роторов эксгаустеров подвергаются интенсивному износу, они укорачиваются с торцов на входе газового потока и изнашиваются по толщине до появления сквозных продувов. В совокупности это снижает производительность эксгаустера, вызывает разбалансировку рабочего колеса и его вибрацию.

На горно-обогатительных фабриках применяют ротор в клепаном и сварном исполнениях. Преимуществом клепаных роторов является их ремонтопригодность и меньшая стоимость по сравнению со сварными, поэтому они получили широкое применение. Но вместе с тем на клепаных роторах

нет возможности увеличивать толщину лопаток, что приводит к их быстрому износу. Известны способы наплавки и напыления лопаток, но на заводах–изготовителях роторов они не применяются. Наибольший износ лопаток наблюдается с торцов на входе газового потока и по всей длине в радиусном переходе около центрального диска. Также изнашиваются головки заклепок, что ослабляет крепление лопаток.

После проведения исследований и опытных работ были выбраны наплавочный материал и схема наплавки. Разработанная технология предусматривает упрочнение новых лопаток и восстановление изношенных износостойкой наплавкой без последующей термообработки.

Данную технологию успешно применяют с 1994 года. В настоящее время упрочнено и отремонтировано более 70 роторов эксгаустеров. Срок службы упрочненных роторов увеличивается в 1,5...2 раза.

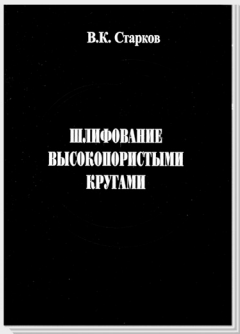
Восстановление тяжелых валов методом ЭИЛ

Известно, что наплавка существенно (на 20...40 %) снижает усталостную прочность валов, инициирует их хрупкие (внезапные) разрушения. Электроискровое легирование оказывает на деталь существенно меньшее тепловое воздействие и поэтому его негативные последствия не столь значительны.

Электроискровое легирование (ЭИЛ) разработано в СССР в 40-х гг. 20 века. С помощью вибрирующего электрода возбуждают электроискровой пробой между электродом и изделием. При этом электродный материал переносят на поверхность изделия, которая дополнительно, на доли миллиметра, упрочняется закалкой. Важной особенностью ЭИЛ является то, что толщина покрытия зависит от мощности искрового заряда: чем мощнее искровой разряд, тем толще покрытие. При этом многократное проведение электродом по одному и тому же участку увеличения толщины покрытия, по сравнению с первоначальным, не дает. Это позволяет применять ЭИЛ как финишную операцию при восстановлении изношенных шеек валов, добиваясь получения требуемого размера с точностью до 0,01 мм.

Первый опыт по восстановлению крупных валов методом ЭИЛ был приобретен в середине 90-х гг. прошлого века. Вал для дробилки СМД-110, у которого был восстановлен износ (≈ 0,2 мм на диаметр) посадочных мест под подшипники ∅ 220 и 280 мм, отработал на Серовском ферросплавном заводе вдвое дольше, чем новые валы. В 2002–2003 гг. валы щековых дробилок были восстановлены для комбината "Магнезит" и Богословского рудоуправления.

В мае 2003 г. на шахте "Северопесчаная" Богословского рудоуправления методом ЭИЛ был восстановлен износ шейки вала барабана ∅ 950 мм шахтного подъемника ЦШ4×4, который находился в эксплуатации около 30 лет. Восстановление производили вручную аппаратом "Элитрон-52Б", электродами из спеченного твердого сплава ВК–6. Эксплуатация подъемной машины с восстановленным валом показала, что излишний шум, нагрев подшипника и утечки масла устранены. Покупка нового вала массой ≈ 8 т обошлась бы предприятию в ≈ 960 тыс. руб., стоимость восстановления ≈ 40 тыс. руб. Таким образом, в 2003 г. экономия составила 920 тыс. руб.



Старков В.К. **Шлифование высокопористыми кругами**. 2007. – 688 с., тв. пер.

ISBN 978-5-217-03386-7

Цена с НДС 550 руб.

Приведены рецептурные составы, технология изготовления и их влияние на эксплуатационные свойства высокопористого абразивного инструмента, достижения в создании и применении высокопористых кругов на основе эльбора, алмаза, монокристаллического корунда и традиционных абразивных материалов. Даны рекомендации по назначению характеристик кругов и режимов маятникового и глубинного шлифования. Изложены способы предотвращения шлифовочных прожогов и трещин, а также результаты исследований и примеры практической реализации шлифования зубчатых колес, фасонного инструмента, замков лопаток, обработки со скоростями до 100 м/с, в том числе без охлаждения и др.

Для инженерно-технических и научных работников, специалистов промышленности, полезна преподавателям и студентам вузов.

Приобрести книгу можно непосредственно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку в отдел реализации по факсу: (495) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru; по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., 4. ООО "Издательство Машиностроение". Справки по тел. (495) 269-66-00. http://www.mashin.ru

В.В. Сергеев, П.Р. Куликов *(ООО "НПП "Восстановительные технологии", Казань)*

Восстановление коленчатых валов дизельных двигателей сверхзвуковой электродуговой металлизацией*

В работе приведены результаты исследований по разработке технологии восстановления коленчатых валов дизельных двигателей сверхзвуковой электродуговой металлизацией. Установлена зависимость свойств покрытий от параметров технологии. Разработано специальное оборудование. Технология внедрена с 1994 года. Восстановлено свыше 2400 коленчатых валов. Пробег отремонтированных коленчатых валов составляет свыше 600 000 км.

Results are presented of investigations on development of technology of reconditioning of crankshafts diesel engines by supersonic electric arc metallising. Dependence of properties of coverings on parameters of technology is established. The special equipment is developed. The technology is introduced since 1994. The service life of the autotransport systems with the reconditioned the crankshafts exceeds 600 000 kilometres without dismantling the engines they are still in service. At the present time, more than 2400 crankshafts of the engines, were reconditioned.

Ключевые слова: восстановление, коленчатый вал, сверхзвуковая электродуговая металлизация.

Key words: restoration, crankshaft, supersonic arc welding metallization.

Во время эксплуатации коленчатые валы (КВ) дизельных двигателей изнашиваются. При ремонте двигателей КВ с износом необходимо заменять на новые КВ или производить восстановительный ремонт.

Наиболее распространенными видами восстановительного ремонта являются электродуговая и плазменная наплавки и газотермическое напыление.

Ремонт КВ различными видами наплавок в настоящее время практически не осуществляется из-за недостатков, присущих этой технологии: значительное коробление КВ, наличие внутренних и наружных трещин, крупных пор. КВ с наплавленными шейками из-за перечисленных дефектов в эксплуатации очень быстро разрушаются, и их пробег не превышает 30 000 км. Одним из недостатков наплавки является невозможность повторной наплавки, что ограничивает применяемость данного процесса.

Альтернативой наплавки все чаще выступают методы газотермического напыления. Анализ показал, что плазменное, детонационное и газоплазменное напыление, в том числе шнуровыми материалами, а также методы HVOF и HVAF для промышленного массового использования при ремонте КВ в настоящее время не целесообразны из-за высоких затрат на расходуемые материалы, обслуживание и обеспечение безопасности при выполнении ремонта.

Наиболее приемлемым и дешевым методом восстановления КВ газотермическим напылением является электродуговая металлизация (ЭДМ). Затраты на ремонт ЭДМ в 2,5–6 раз ниже, чем вышеперечисленными методами газотермического напыления. Нагрев поверхностного слоя КВ при ЭДМ не превышает 100–120 °С. Процесс ЭДМ высокопроизводителен. Важным преимуществом ЭДМ является в отличие от наплавки возможность неоднократного ремонта.

На нашем предприятии с 1986 года восстанавливаются КВ легковых отечественных автомобилей и иномарок электродуговой металлизацией различными проволоками, в том числе и проволокой из стали 65Г. Восстановлены тысячи КВ. Дефекты восстановленного поверхностного слоя носили единичный характер и были связаны в основном с нарушением процесса сборки, использованием некондиционных масел, вкладышей и др.

В то же время восстановление КВ дизельных двигателей дозвуковой ЭДМ положительных результатов не дало, что связано с конструктивными особенностями КВ дизельных двигателей, когда

*По материалам 10-й Международной научно-практической конференции "Технологии ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки". С.-Петербург. 15–18 апреля 2008.

расстояние до напыляемой поверхности больше 150 мм, из-за чего покрытие имеет высокую пористость и низкую адгезию, так как скорость полета частиц напыляемого материала на таком расстоянии значительно снижается. Кроме того, шейки КВ дизельных двигателей более нагружены, чем шейки КВ карбюраторных двигателей.

Целью работы является:

• выявление особенностей работы покрытий на шейках КВ дизельных двигателей;

• разработка напыляемого материала и оборудования, позволяющих получать малопористые износостойкие покрытия;

• проведение комплекса исследований по созданию ремонтных покрытий, обеспечивающих безаварийную работу КВ при пробеге не менее 200 000 км без перешлифовки покрытия;

• разработка технологии, позволяющей получать покрытия с заданными значениями пористости, адгезии, твердости;

• создание центра по восстановлению КВ.

При разработке технологического процесса были проведены исследования адгезии, износостойкости, пористости, химсостава, твердости, фазового состава, микроструктуры покрытия. Адгезия определялась методом отрыва конического штифта диаметром 4 мм от покрытия. Износостойкость определялась на машине СМЦ-2 по схеме "вал–втулка". Для исследования пористости, фазового состава, микроструктуры изготавливались образцы из стали 45. Исследования проводились при увеличении ×100 и ×2000 на травленых и нетравленых шлифах. Фазовый состав определялся при помощи установки ДРОН-3.

Для обеспечения необходимого ресурса работы ремонтных покрытий на КВ дизельных двигателей были проведены исследования по выявлению особенностей работы покрытий на этих КВ. Установлены необходимые значения адгезии и пористости покрытий.

Для получения заданных параметров покрытий разработан электродуговой металлизатор, имеющий в своем составе механизм подачи проволоки, распылительную головку, пульт управления. Металлизатор имеет повышенную электрическую мощность. Эта мощность необходима для создания энергоемкой двухфазной (воздух – частицы напыляемого материала) струи.

Такая струя должна обладать определенным запасом энергии, так как КВ дизельных двигателей имеют значительные габариты и минимальная дистанция напыления составляет 150 мм. На таком расстоянии от металлизатора напыляемые частицы должны сохранить свою скорость и температуру, поскольку их пластичность на поверхности детали зависит от начальной скорости, температуры и условий теплообмена в струе. Поэтому металлизационная струя должна иметь высокие скорость и температуру и быть высококонцентрированной. Это обеспечивает распылительная головка.

Были апробированы различные варианты создания металлизационных струй с высокими температурно-кинетическими параметрами, в том числе и с применением сгорания пропана в специальной камере. В результате работ и газодинамических расчетов была создана распылительная головка, обеспечивающая высококонцентрированную сверхзвуковую металлизационную струю с углом расширения 9...13 град. и с применением только сжатого воздуха.

В качестве напыляемого материала использовалась порошковая проволока, имеющая в своем составе не менее 1,8 % С, а также ряд легирующих элементов. Использование порошковых проволок позволяет в широких пределах регулировать химический и фазовый состав покрытий и, следовательно, эксплуатационные свойства покрытий.

Результаты исследований свойств покрытий в зависимости от скорости истечения воздуха из распылительной головки приведены в таблице. Как видно из таблицы, адгезия покрытия с увеличением скорости истечения воздуха, а следовательно, и скорости истечения металлизационной струи повышается, а пористость снижается. При истечении воздуха с дозвуковой скоростью размер расплавленных частиц в среднем составляет 200 мкм. Если размер расплавленных частиц достигает 30...80 мкм, это ведет к более интенсивному выгоранию из них легирующих элементов и, в первую очередь, углерода, что и вызывает повышенную твердость покрытий при дозвуковых скоростях истечения воздуха. Содержание остальных легирующих элементов проволоки при увеличении скорости истечения воздуха из металлизатора и силы тока дугового разряда изменяется в меньшей степени.

Микроструктура покрытия претерпевает значительные изменения при увеличении скорости

Свойства покрытия

Свойства покрытия	Единица измерения	Расчетная скорость истечения воздуха из металлизатора, м/с			
		210	372	520,5	609,3
Твердость	HRC	56	46	42	39
Адгезия	МПа	32	43	59	68
Пористость	%	12,1	5,8	3,9	3,6
Содержание углерода	%	0,32	0,21	0,13	0,11

полета частиц. При дозвуковых скоростях истечения воздуха микроструктура покрытия крупнозернистая, с большим количеством пор. Отмечены частицы сферической формы, которые напор воздуха не разбил на более мелкие и которые из-за низкой скорости полета успели остыть до их столкновения с напыляемой поверхностью. Большинство частиц вытянутой, деформированной формы. По мере увеличения скорости истечения воздуха покрытия имеют все более тонкую микроструктуру. Количество пор уменьшилось. Глобулярных частиц нет. Все частицы подвергались значительной пластической деформации. По всей толщине покрытия они имеют равномерную структуру, что говорит о стабильности процесса. Переходная зона плотная. Отмечаются тонкие окисные пленки.

Исследованиями фазового состава выявлено, что в покрытии на границе раздела выявлены оксид кремния. Отмечено высокое растворение в частицах железа легирующих элементов. Выявлено наличие сложных шпинелей. Наличие в покрытии сложных окислов и шпинелей позволяет получить более равномерную структуру и, соответственно, более качественное покрытие.

Исследованиями износостойкости установлено, что покрытие, полученное при оптимальном режиме напыления, имеет износостойкость не хуже чем закаленная сталь 45.

На заключительной стадии отрабатывались и уточнялись технологические параметры процесса, конструкция защитной оснастки, приспособлений и инструмента на конкретных коленчатых валах. Очень большое внимание уделено механической обработке покрытий шлифованием. Были подобраны шлифовальные круги и параметры технологического процесса шлифования.

На выбранных технологических режимах ЭДМ и последующего шлифования покрытия отремонтирован коленчатый вал автомобиля КамАЗ. Коленчатый вал был установлен на специальный стенд и испытан на износостойкость и усталость. Испытания установили, что КВ КамАЗ проработал на стенде без следов износа дольше, чем новый коленчатый вал. Обеспечивается двукратный запас усталостной прочности на изгиб и кручение.

Опыт нашей работы показал, что наиболее целесообразно восстановление КВ проводить в крупном центре, где сосредоточены передовые технологии и оборудование, работают высококвалифицированные специалисты и обеспечивается восстановление не менее 40–50 КВ в месяц. Только такие мощные центры способны решать все вопросы по восстановлению не только КВ, но и других деталей автомобильной техники и сельхозтехники, проводить серьезную научно-исследовательскую работу по разработке и внедрению передовых технологий и оборудования, а также приобретать новейшее оборудование, так как только такой центр может иметь необходимые финансовые ресурсы.

На основании проведенного комплекса работ на Казанском "НПП "Восстановительные технологии" создан центр по восстановлению электродуговой металлизацией КВ мощных дизельных двигателей автомобилей и автобусов отечественного и зарубежного производства производительностью до 40 отремонтированных КВ в месяц.

В центре имеются следующие производственные участки: участок пескоструйной обработки и металлизации, укомплектованный металлизационным аппаратом, установленным на вращателе, и автоматизированный пескоструйной камерой; участок подготовки коленчатых валов к ремонту; участок шлифования покрытий, укомплектованный двумя шлифовальными станками модели 3А423; участок контроля (визуальный и инструментальный); слесарный участок; складское помещение.

Перед восстановлением шейки коленчатых валов осматриваются при помощи лупы семикратного увеличения, а также контролируется наличие трещин на шейках при помощи специального малогабаритного магнитного дефектоскопа. Для восстановления обычно берутся КВ, прошедшие перешлифовку до последнего ремонтного размера, т.е. диаметры шеек уменьшены на 1...2 мм.

На заключительной стадии ремонта контролируется твердость покрытия. Так как определение твердости на напыляемых покрытиях традиционными методами вдавливания конуса или пирамидки не дает достоверных результатов из-за пористости и слоистости структуры, был разработан твердомер ТПЦ-4. Твердомер имеет небольшую массу и габаритные размеры. Твердомер замеряет твердость без повреждения поверхностного слоя.

Разработанная сверхзвуковая распылительная головка, напыляемая порошковая проволока и уникальная технология позволяют впервые в отечественной практике восстанавливать износ боковых поверхностей опорных коренных шеек (восстановление ширины шейки).

Все КВ восстанавливаются до чертежного (нулевого) размера и могут перешлифовываться на следующие ремонтные размеры, а также проходить неоднократное восстановление, что совершенно невозможно при наплавке. Восстанавливается износ глубиной до 4 мм на сторону. Стоимость восстановления составляет 25–40 % стоимости нового вала.

В настоящее время восстановлено более 2400 коленчатых валов двигателей автомобилей, автобусов, строительной и дорожной техники ХЁНДАЙ, КИА, ИКАРУС, МЕРСЕДЕС, КАРОСА, МАН, КАТЕРПИЛЛЕР, ВОЛЬВО, СЕТРА, КОМАТЦУ, ХИТАЧИ, КамАЗ, ЯМЗ 240, 236, 238 комбайнов ДОН-1500 (СМД-31), тракторных двигателей (А-01, А-41). Пробег автотранспортных средств с коленчатыми валами, отремонтированными методом сверхзвуковой электродуговой металлизации, превышает 600 000 км, комбайнов и тракторов более 1100 моточасов без разборки двигателей и их эксплуатация продолжается.

Книги издательства "Машиностроение"

Сварка. Резка. Контроль: Справочник. В 2-х томах. Под общ. ред. Н.П. Алешина, Г.Г. Чернышова. 2004. – 1136 с., тв. пер.

ISBN 5-217-03262-6

Цена с НДС 1430 руб.

В первом томе приведены теоретические основы сварки, виды сварных соединений, технологические основы проектирования сварных конструкций; сущность процессов, оборудование, сварочные материалы, выбор режимов сварки: дуговой , электрошлаковой, электрической, контактной, концентрированными источниками питания, давлением, газовой и т.д. Рассмотрены основы пайки, припои и технологии пайки различных материалов. Изложены сведения по газовой сварке и резке, а также гидро- и гидроабразивной резке; их способы, оборудование и области применения.

Во втором томе приведены технология и особенности сварки различных материалов: стали и сплавов, чугуна, цветных металлов и сплавов, тугоплавких металлов и сплавов, металлических композиционных материалов, разнородных металлов и сплавов. Рассмотрены способы наплавки, материалы для наплавки, виды наплавочных материалов, особенности восстановления деталей наплавкой. Даны технологии нанесения различных покрытий. Изложены основы неразрушающего контроля качества сварных соединений, организация и экономика сварочного производства, техническое нормирование сварочных работ, стандартизация и сертификация в сварочном производстве, безопасность труда и средства защиты.

Для инженерно-технических работников всех отраслей промышленности, а также рекомендуется как учебное пособие для студентов, обучающихся по направлению «Машиностроительные технологии и оборудование» может быть использован для подготовки рабочих.

Приобрести книгу можно непосредственно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку
в отдел реализации по факсу: (495) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru;
по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., 4. ООО "Издательство Машиностроение".
Справки по тел. (495) 269-66-00.
http://www.mashin.ru

К.Н. Войнов, А.А. Алексеев, Ю.В. Балесный
(Санкт-Петербургский государственный университет путей сообщений)

Разработка методов повышения надежности карданных валов и упрощения их ремонта*

В работе приведено сравнение существующей и новой конструкций карданных валов, применяемых в вагонном оборудовании, по параметрам надежности и упрощения ремонта.

The article presents a comparison of an existing and new design of the cardan shafts applied in the carriages in a position of reliability and simplification of repair.

Ключевые слова: надежность, карданный вал, ремонт, железнодорожная техника.

Key words: reliability, drive shaft, repair, railroad engineering.

Карданные валы в железнодорожной технике применяются в первую очередь в системе электрификации вагонного оборудования пассажирских вагонов, такого как: системы отопления, кондиционирования и освещения.

К карданному валу привода подвагонного генератора предъявляют высокие требования. В первую очередь, это обеспечение передачи вращающего момента до 1500 Н·м в условиях несоосности выходного вала редуктора, установленного на средней части оси колесной пары, и входного вала подвагонного генератора, прикрепленного к днищу вагона.

Карданный вал призван компенсировать возникающие при движении подвижного состава вибрации, перекосы, а также значительные изменения угла между осями валов редуктора и генератора при вхождении вагона в кривые участки пути.

Помимо этого, при трогании и экстренном торможении амортизирующая система тележки колесной пары срабатывает таким образом, что расстояние между редуктором и генератором изменяется в пределах 200 мм, что при общей длине всего карданного вала в 1420 мм является значительной величиной.

По этой причине карданный вал подвагонного генератора должен иметь возможность оперативного телескопического удлинения, а также сокращения своей длины (150 мм удлинения и 50 мм сокращения, чтобы избежать удар при экстренном торможении).

Карданный вал устанавливают под вагоном, с креплением одним концом к днищу вагона и другим – к редуктору на оси колесной пары. Таким образом, следующим важным требованием к конструкции карданного вала является защита телескопической части соединения.

Защита выполняет двойную функцию. *Во-первых,* это удерживание смазывающих веществ внутри конструкции, не допускающее выдавливания пластической смазки или вытекания жидкой. *Во-вторых,* особую опасность для рабочих поверхностей телескопического соединения представляет пыль и иной мелкодисперсный абразив, поднимающийся с земляного полотна при движении поезда.

Скорость вращения карданного вала может достигать 3000 об/мин, что также увеличивает требования к аэродинамическим свойствам конструкции.

В настоящий момент на подавляющем большинстве вагонов установлены телескопические карданные валы со шлицевым соединением (рис. 1, *а*) в средней части вала и жестким металлическим защитным корпусом (рис. 1, *б*).

Такая конструкция имеет ряд недостатков.

Телескопическое удлинение и передача вращающего момента обеспечиваются шлицевым соединением, т.е. парой трения-скольжения. Результатом этого решения является регулярный перегрев сопряженных деталей, сложности с системой смазывания из-за невозможности реализации масляной ванны вследствие недостатка пространства.

*По материалам 10-й Международной научно-практической конференции "Технологии ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки". С.-Петербург. 15–18 апреля. 2008.

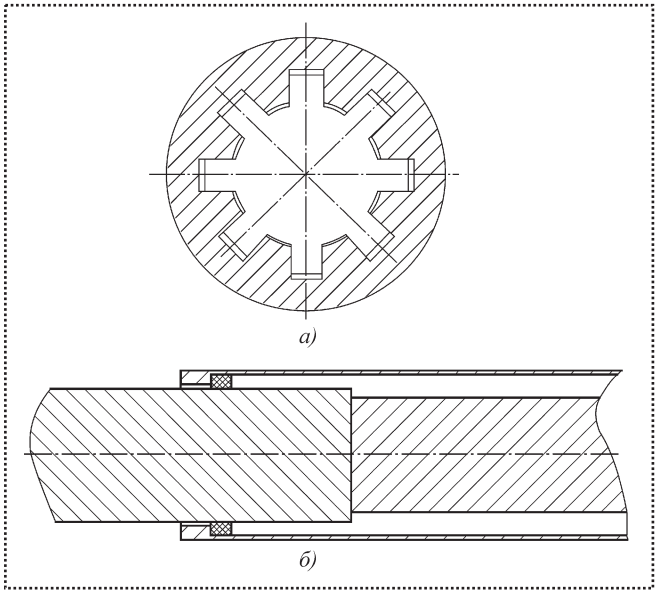


Рис. 1. Старая конструкция карданного вала:
а – сечение шлицевой части; *б* – система защиты и герметизации

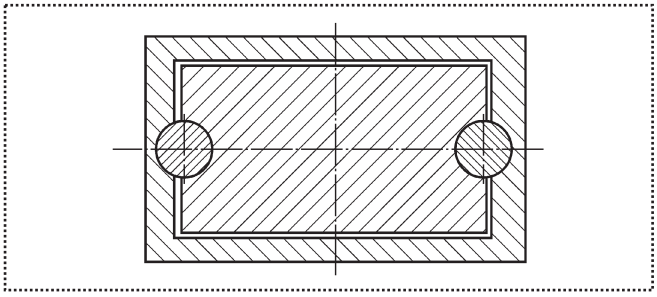


Рис. 2. Поперечное сечение карданного вала новой конструкции

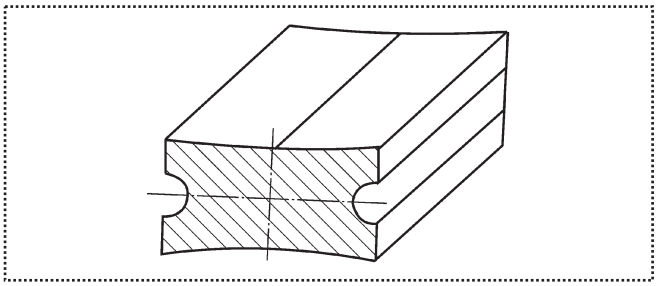


Рис. 3. Вал новой конструкции

Характерными видами поломок для такой конструкции являются:

♦ сваривание рабочих поверхностей средней части телескопического сопряжения при размещении вагона в парке отстоя после длительной непрерывной эксплуатации, приведший к перегреву деталей;

♦ разрушение шлицев при длительной эксплуатации, износ рабочих поверхностей, вызванный недостатком или неравномерным распределением смазывающих веществ и попаданием абразивной пыли на рабочие поверхности;

♦ заклинивание вала экстремальных положениях тележки колесной пары относительно оси вагона.

Данные виды поломок обусловлены следующими *недостатками шлицевых соединений*:

♦ ослабленное поперечное сечение вала;

♦ относительно большие контактные давления при передаче крутящего момента вследствие точечного контакта и как следствие ускоренный износ соединения;

♦ наличие резких переходов, усложняющих проведение термической обработки вала (приводящих к неравномерности закалки);

♦ необходимость введения мягкого режима работы шлицевого соединения в начальный период его работы для уменьшения риска поломок, так как в начальный период работы крутящий момент передается через один шлиц;

♦ невозможность обработки сопрягаемых поверхностей за одну установку на одном станке, что снижает точность соединения и его эксплуатационные показатели;

♦ относительно большая металлоемкость соединения для одинаковой передаваемой мощности.

Доработка существующей конструкции не позволяет устранить перечисленные выше недостатки, являющиеся характерными для всех шлицевых соединений. Аналоги, предлагаемые зарубежными компаниями, также не предлагают радикального решения проблемы малой надежности и высокой стоимости карданных валов приводов подвагонных генераторов.

Решить все или большинство перечисленных выше проблем призвана новая конструкция карданного вала. Заявка на патент подана, экспериментальный образец изготовлен и находится в процессе испытаний.

В основе новой конструкции карданного вала лежит отказ от пары трения-скольжения в пользу пары трения-качения (рис. 2).

В этой конструкции площадь рабочих поверхностей увеличена (рис. 3). Фактически с самого запуска нового карданного вала в эксплуатацию передача вращающего момента осуществляется не точками соприкосновения внешней и внутренней частей сопряжения, а их поверхностями.

Продольное перемещение одной части сопряжения относительно другой обеспечивается шариками (телами качения), расположенными в специальных пазах на боковых поверхностях вала.

В конструкции применяется пластическая смазка ЦИАТИМ-221Н, обеспечивающая стабильную работу карданного вала в любых температурных условиях, допускающих эксплуатацию железнодорожного транспорта в целом.

Система защиты и герметизации выполнена из гофрированного резинового рукава, что позволяет снизить вес конструкции и гарантировать, что дополнительная система защиты не повысит риск ее заклинивания.

Внешняя часть телескопического сопряжения вала имеет прямоугольное сечение, поэтому для повышения аэродинамических свойств вала принято решение о ее расположении внутри тонкостенной трубы, обеспечивающей дополнительную защиту и хорошую аэродинамику.

Сравнение существующей и новой конструкций карданного вала необходимо проводить, учитывая следующее:

• надежность, срок службы, поведение в экстремальных ситуациях, а также простоту проведения ремонтных и профилактических работ.

Преимущество новой конструкции по вопросам надежности обеспечивают:

• увеличенными площадями контакта поверхностей;

• применением пары трения-качения для снижения риска перегрева карданного вала и, как результат, сваривания сопрягаемых поверхностей;

• применением оптимальной смазки для увеличения срока службы конструкции;

• применением системы герметизации, обеспечивающей облегчение конструкции, снижение временны́х затрат на техническое обслуживание, повышенную защиту от пыли и иного абразива.

Предварительный расчет по допускаемым напряжениям и моделирование работы вала в условиях нахождения вагона в кривых участках пути показал увеличение срока службы более чем в 2 раза (до 2,5–3 лет) по сравнению с применяемой ныне конструкцией, гарантированная работа без заклинивания при высоких значениях угла поворота между осями вагона и тележки.

Проведение эксплуатационных испытаний позволит выявить возможные недостатки новой конструкции или при их отсутствии подтвердить результаты расчетов.

Преимущество новой конструкции по вопросам упрощения технологии ремонта обеспечивают:

■ простотой снятия и установки гофрированного рукава системы герметизации для замены смазывающего вещества:

■ очищением рабочих поверхностей от попавшего на них абразива;

■ проверкой состояния внутренней части вала.

В отличие от существующей конструкции, в которой при малейших дефектах изготовления шлицев происходит неустранимое заклинивание. В новом карданном валу технологический процесс изготовления сопрягаемых поверхностей упрощен и предусматривает большие допуски.

Расчет по напряжениям среза и смятия показал, что при перекосах вала наиболее нагруженным элементом конструкции вала являются шарики (тела качения), расположенные в продольных пазах на боковых поверхностях вала. При регулярном воздействии нагрузки срок их службы составит от 1 года до 2 лет, что позволяет предусмотреть их своевременную замену.

Таким образом, в новой конструкции предусмотрены не только меры по повышению надежности вала, но и обеспечивается упрощение работ по его техническому обслуживанию и ремонту, сводящееся при регулярном проведении работ к замене смазки и проверке состояния шариков.

Выводы

1. На основании требований к надежности карданного вала и с учетом статистики поломок существующих и применяемых ныне моделей была проведена проектировочная работа, результатом которой является разработка новой конструкции.

2. Произведен расчет новой конструкции карданного вала, подтверждающий прогнозы срока службы устройства.

3. Произведены работы по упрощению новой конструкции в целях оптимизации технического обслуживания и ремонтных работ.

4. Запланированы триботехнические стендовые и эксплуатационные испытания экспериментального образца для уточнения и усовершенствования конструкции.

УДК 621.922.025

А.Н. Коротков, *д-р техн. наук,* **Д.Б. Шатько**, *канд. техн. наук*
(Кузбасский государственный технический университет)

Повышение эксплуатационных возможностей лепестковых шлифовальных кругов

Предложено повышение работоспособности лепестковых шлифовальных кругов путем изготовления их из зерен с контролируемой формой и ориентированным расположением на поверхности лепестков. Приведены данные по влиянию формы зерен на режущую способность и износ лепестковых кругов, на силы и температуру резания, а также на шероховатость обработанной поверхности, полученные как в лабораторных, так и производственных условиях. Описаны принципиально новые конструкции лепестковых кругов, на которые получены патенты РФ, и даны рекомендации по их эффективному использованию.

It is offered to raise working capacity of petal grinding circles by their manufacturing from grains with the controllable form and the focused arrangement on a surface of petals. Data on influence of the form of grains on cutting ability and deterioration of petal circles, on forces and cutting temperature, and also a roughness of the processed surface, received as in laboratory are cited, and industrial conditions, essentially new designs of petal circles on which patents of the Russian Federation are received are described and recommendations about their effective utilization are given.

Ключевые слова: абразивные материалы, форма и ориентация абразивных зерен, коэффициент формы, лепестковые круги, режущая способность, износ, силы резания, шероховатость.

Key words: abrasive materials, the form and orientation of abrasive grains, form factor, the petal circles, cutting ability, deterioration, forces of cutting, roughness.

Шлифование лепестковыми кругами находит все более широкое применение на различных операциях в диапазоне от грубой зачистки (снятие краски, окалины и т.д.) до декоративной отделки поверхностей деталей. Обладая рядом существенных преимуществ по сравнению с обычными "жесткими" инструментами, лепестковые круги позволяют в ряде случаев осуществлять обработку там, где применение других инструментов затруднено, либо малоэффективно. В частности, использование лепестковых кругов, обладающих высокой эластичностью и отличающихся более благоприятными условиями работы зерен, обеспечивает следующие *преимущества по сравнению с обычными кругами*:

♦ амортизация ударов зерен об обрабатываемую поверхность;

♦ уменьшение теплонапряженности процесса обработки;

♦ участие в работе большого числа зерен одновременно;

♦ увеличение времени взаимодействия каждого абразивного зерна с обрабатываемой поверхностью и др.

Суммарное воздействие этих положительных факторов способствует повышению производительности и качества обработки при лепестковом шлифовании.

Вместе с тем анализ существующих данных показывает, что эксплуатационные характеристики выпускаемых промышленностью лепестковых кругов часто не удовлетворяют предъявляемым им требованиям. Это, наряду с другими причинами, во многом предопределяется тем, что лепестки круга состоят из обычной шлифовальной шкурки, изготовленной из абразивных зерен произвольной формы, без их ориентации относительно поверхности основы.

Такая конструкция снижает потенциальные возможности лепесткового круга в целом, поскольку произвольная форма и ориентация зерен приводит к тому, что многие из них слабо либо вообще не участвуют в совокупном процессе микрорезания, выкрашиваясь и вылетая из связки, или деформируя и нагревая металл без его срезания. Сопутствующие процессу шлифования высокие температуры, прижоги, засаливание рабочей поверхности инструментов и разновысотность их режущих профилей тоже во многом являются следствием произвольной формы и ориентации зерен.

Целесообразно было бы задействовать существующие резервы эксплуатационных возможностей лепестковых кругов, базирующихся на отсутствии системного подхода к выбору формы и ориентации шлифовальных зерен.

В данной работе представлен комплекс исследований, в которых с позиций системного подхода к геометрической форме и ориентации абразивных зерен, конструктивного совершенствования лепестковых шлифовальных кругов и подбора рациональных условий шлифования решается задача повышения эффективности использования таких инструментов.

Для повышения работоспособности лепестковых шлифовальных кругов за счет зерен с контролируемой формой и ориентацией были решены следующие задачи:

• произведено разделение исходной абразивной массы на фракции с определенной формой зерен (изометрической, промежуточной и игольчатой);

• дана количественная оценка форме зерен, находящихся в разных фракциях, по параметру "коэффициент формы";

• разработаны конструкции экспериментальных лепестковых кругов, состоящих из зерен с контролируемой формой и ориентацией;

• разработана технология изготовления опытных лепестковых кругов;

• сконструировано и изготовлено оборудование для производства опытных лепестковых кругов;

• разработана методика оценки эксплуатационных характеристик опытных лепестковых шлифовальных кругов, изготовленных из зерен с контролируемой формой. Проведены их испытания, в ходе которых установлена степень влияния формы абразивных зерен на такие показатели процесса шлифования, как режущая способность Q; износ q круга; составляющие силы резания радиальную P_y и тангенциальную P_z; теплонапряженность τ процесса шлифования и шероховатость Ra обработанной поверхности;

• разработаны математические модели, отражающие влияние коэффициента $K_ф$ формы шлифовальных зерен на эксплуатационные характеристики лепестковых шлифовальных кругов;

• разработаны рекомендации по созданию и применению новых конструкций лепестковых шлифовальных кругов, содержащих в своей структуре классифицированные по форме абразивные зерна;

• испытаны в производственных условиях и внедрены на производстве опытные лепестковые шлифовальные круги.

В целях выделения абразивных зерен с одинаковой формой были изучены известные методы разделения сыпучих материалов по признаку формы. Анализ показал, что для классификации абразивов по форме наиболее приемлем *вибрационный метод*. Вибрационные сепараторы, реализующие этот метод, характеризуются простотой конструкции, легкостью в эксплуатации, обладают достаточно высокой производительностью и хорошим качеством рассева. Поэтому в данном случае сортировка зерен по форме выполнялась на модернизированном вибрационном сепараторе [1].

Для оценки формы зерен использован метод, основанный на переносе с помощью сканера изображений зерен на экран компьютера и на последующей обработке полученных данных специально разработанной программой "Zerno" [2]. Программа обеспечивает выполнение следующих функций:

• определение коэффициента $K_ф$ формы зерен как отношение диаметров $D_{оп}$ описанных окружностей в проекции рассматриваемых зерен к диаметрам $D_{вп}$ вписанных окружностей;

• определение коэффициента K_L развитости поверхности зерен как отношение длин периметров проекций зерен к длине вписанных в них окружностей [3].

При помощи данного программного обеспечения проведена оценка формы абразивных зерен нормального электрокорунда 13А40 производства ЮАЗ, использованного в дальнейшем для изготовления опытной партии лепестковых кругов. На рис. 1 (см. 3-ю стр. обложки) приведена круговая диаграмма распределения по форме шлифовальных зерен марки 13А40 после их сортировки на вибросепараторе и разделения на 10 фракций.

Разработанная новая конструкция лепесткового круга (рис. 2) содержит в своей структуре абразивные зерна определенной формы, расположенные упорядоченно относительно поверхности основы лепестка [4].

При изготовлении опытных кругов за основу была взята стандартная технология, включающая электростатический способ производства шлифовальной шкурки, вырубку из шкурки лепестков будущих кругов и сборку из них той или иной конструкции инструментов. В эту технологию добавлена операция предварительной сортировки по форме

исходной массы абразива на вибросепараторе, чтобы для изготовления шкурки использовать только узкоклассифицированные зерна.

Для получения лепестков экспериментальных кругов было спроектировано и изготовлено специальное оборудование – компактная электростатическая линия для изготовления опытной шлифовальной шкурки и термокамера для ее сушки [5, 6].

С учетом требований ГОСТ 22775–77 по основным размерам лепестковых кругов в условиях кафедры "Металлорежущие станки и инструменты" КузГТУ были изготовлены три партии опытных кругов с зернами:

- изометрической формы ($K_ф \approx 1,2$);
- промежуточной формы ($K_ф \approx 1,6$);
- игольчатой формы ($K_ф \approx 2,2$).

Кроме того, для обеспечения сопоставимости со стандартными кругами была изготовлена партия кругов из общей неклассифицированной по признаку формы абразивной массы, средний коэффициент формы которой составлял порядка $K_ф \approx 1,75$.

Для оценки эксплуатационных характеристик опытных лепестковых кругов были выбраны выходные параметры, имеющие важное значение для процесса шлифования, такие как: производительность Q (режущая способность), удельный износ q лепесткового круга, сила P резания, температура T в зоне резания, шероховатость Ra поверхности.

Исследования эксплуатационных характеристик опытных лепестковых шлифовальных кругов проводились на плоскошлифовальном станке модели 3Г71 [7].

На начальном этапе экспериментальных исследований, а также на основе рекомендаций, выявленных в ходе аналитического обзора, были определены исходные условия проведения испытаний (входные параметры), которые в целях обеспечения сопоставимости полученных результатов оставались постоянными в течение всего хода исследований. Данные параметры и их описание представлены ниже:

♦ характеристика лепесткового круга – КЛ 150×30×32 13А40Н [$K_ф$] С2А;

♦ материал обрабатываемых образцов и их механические свойства – стали перлитного класса марок: 45 (нормализация, 187 НВ), 40Х (улучшение, 215 НВ), ШХ15 (закалка и низкий отпуск, 65 HRC);

♦ скорость резания ($v_р$) – 33 м/с;

♦ продольная подача (s) – 3 м/мин;

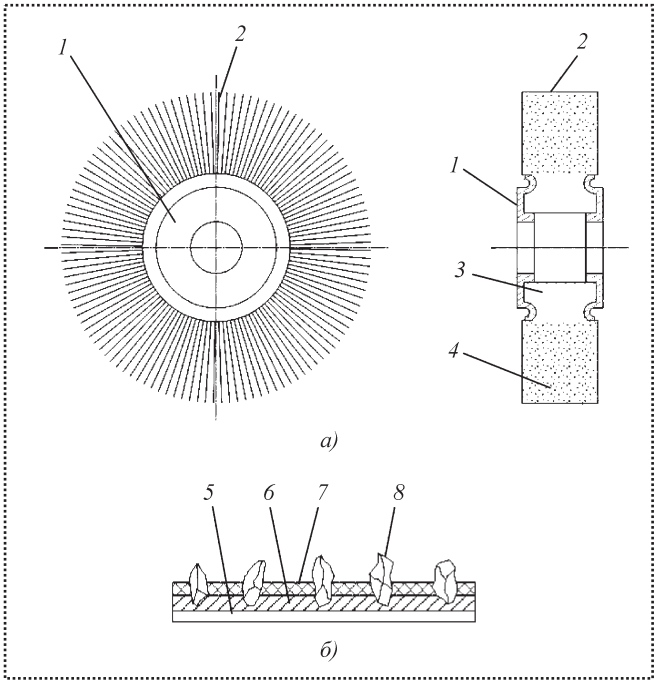


Рис. 2. Конструкция лепесткового круга:
а – общий вид; *б* – участок лепестка из ориентированных зерен с контролируемой формой [4]; *1* – корпус; *2* – набор лепестков; *3* – участки безабразивного слоя (для повышения плотности упаковки лепестков); *4* – участки лепестков с абразивным зерном; *5* – тканевая основа; *6* – основной слой связующего; *7* – закрепляющий слой связующего; *8* – ориентированные электростатическим способом абразивные зерна определенной формы

♦ величина натяга δ (или деформация круга) – 0,8 мм;

♦ время t обработки – 5 мин.

В итоге проведенных экспериментов получены следующие результаты.

1. Оценка работоспособности экспериментальных лепестковых кругов по параметру "режущая способность", характеризующему съем металла в единицу времени для принятых условий испытаний, показала:

• при переходе от изометрической к игольчатой разновидности формы зерна режущая способность монотонно возрастает для всех видов сталей примерно в 1,56 раза (рис. 3);

• при увеличении твердости обрабатываемой заготовки, т.е. при переходе от стали 45 (187 НВ) к закаленной ШХ15 (65 HRC) интенсивность съема металла снижается в среднем в 1,51 раза.

На основании полученного массива экспериментальных данных выявлена существующая взаимосвязь между формой зерен и режущей способно-

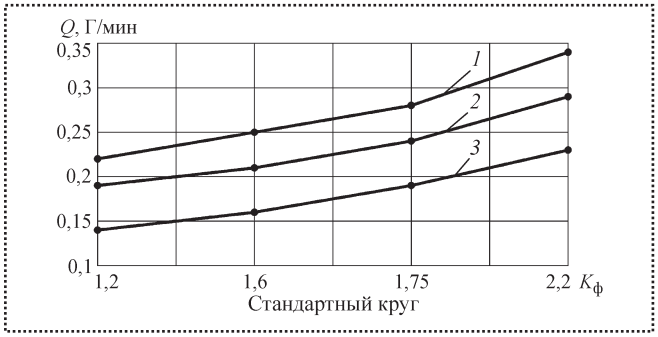


Рис. 3. Зависимость режущей способности лепестковых кругов от формы шлифовальных зерен при обработке различных сталей:
1 – сталь 45; *2* – 40Х; *3* – ШХ15

стью лепестковых кругов. Связь устанавливалась с помощью стохастического моделирования, теории множественной корреляции и программного пакета "STATISTIKA 6.0". В результате построена математическая модель зависимости режущей способности Q от коэффициента $K_ф$ формы шлифовального зерна:

$$Q = \exp^{(0,79788\ln(K_ф)-1,70297)}.$$

2. Результаты исследований износа лепестковых кругов (рис. 4) показывают, что при переходе от кругов с изометрической формой зерна к кругам с игольчатой формой износ инструментов возрастает в среднем в 1,3 раза.

Модель зависимости износа q лепесткового круга, от коэффициента $K_ф$ формы шлифовального зерна выглядит следующим образом:

$$q = \exp^{(0,464601\ln(K_ф)+0,146439)}.$$

3. По результатам исследований динамики лепесткового шлифования построен график влияния коэффициента $K_ф$ формы шлифовального зерна на составляющие силы резания P_y и P_z, возникающие при шлифовании (рис. 5):

$$P_y,\ P_z = f(K_ф).$$

В качестве обрабатываемого материала в данном случае применялись только образцы из стали 45.

Анализ полученных зависимостей говорит о том, что при переходе от кругов с изометрической формой к кругам с игольчатой формой радиальная составляющая силы резания возрастает в среднем в 1,8 раза, а тангенциальная составляющая возрастает в 1,66 раза.

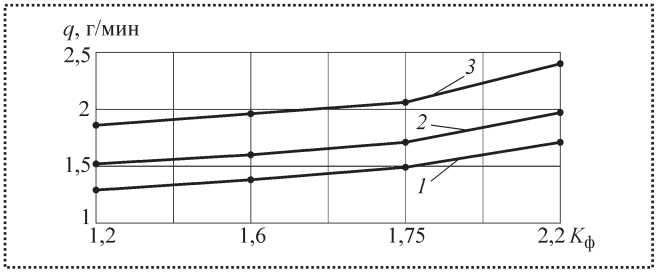


Рис. 4. Зависимость износа лепестковых кругов от коэффициента формы шлифовального зерна при обработке различных сталей:
1 – сталь 45; *2* – 40Х; *3* – ШХ15

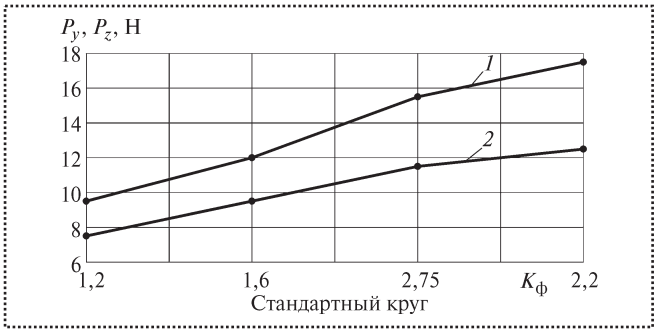


Рис. 5. Влияние коэффициента формы шлифовального зерна на составляющие силы резания:
1 – радиальную P_y; *2* – тангенциальную P_z

В математической модели, описывающей влияние коэффициента формы шлифовального зерна на силу P резания, отдельно выделены выражения для радиальной P_y и тангенциальной P_z составляющих силы резания:

$$P_y = \exp^{(1,051355\ln(K_ф)+2,059028)};$$

$$P_z = \exp^{(0,878275\ln(K_ф)+1,869343)}.$$

4. На рис. 6 представлена диаграмма зависимости разности ΔT значений температуры в зоне резания от коэффициента $K_ф$ формы шлифовальных зерен, полученные для разных сталей. Температура резания при исследовании экспериментальных лепестковых кругов измерялась с помощью искусственной термопары, закладываемой в отверстие в обрабатываемой заготовке на некотором удалении от поверхности, поэтому термопара показывала не абсолютную, а относительную температуру. В данном случае этого было достаточно, так как важно было установить возможную разницу ΔT между температурами, возникающими при шлифовании кругами разной формы.

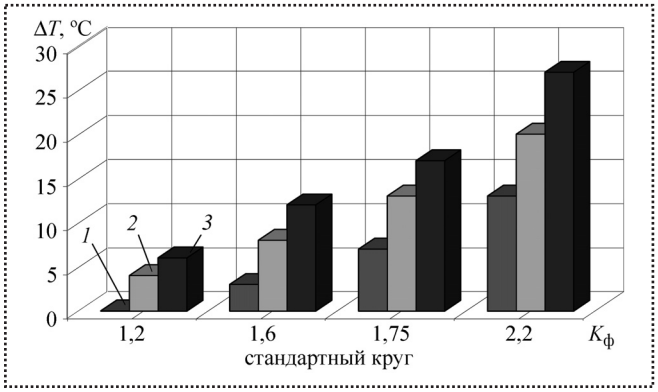


Рис. 6. Разность значений температуры на поверхности обрабатываемой заготовки в зависимости от коэффициента формы шлифовальных зерен для разных обрабатываемых материалов: *1* – сталь 45; *2* – 40Х; *3* – ШХ15

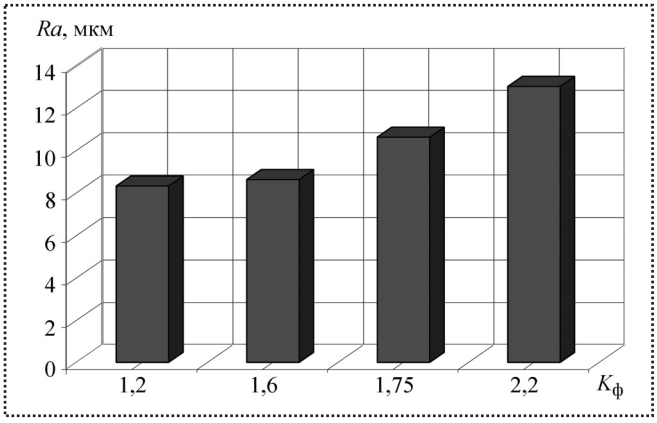


Рис. 7. Влияние коэффициента формы шлифовального зерна на шероховатость обработанной поверхности

Анализ полученных данных показывает, что процесс обработки кругами из зерен игольчатой формы сопровождается возникновением более высокой температуры, чем кругами с изометрической формой зерен. Разница в значениях температуры в зоне резания между кругами с изометрической и игольчатой формой зерна составляет порядка 15...20 °С для применяемых режимов резания.

При увеличении твердости обрабатываемой заготовки температура в ее поверхностном слое возрастает в среднем в 1,2 раза для всех видов зерен.

Получена математическая модель зависимости температуры T в зоне резания от коэффициента $K_ф$ формы шлифовальных зерен

$$T = \exp^{(0{,}700069\ln(K_ф)+3{,}063496)}.$$

5. Гистограмма на рис. 7 характеризует влияние коэффициента формы шлифовального зерна на шероховатость обработанной поверхности. В данном случае обработке подвергались образцы из стали 45, в результате чего было выявлено, что обработка кругами из зерен изометрической формы позволяет достичь более высокого качества обработанной поверхности, чем кругами с игольчатой формой зерен.

Математическая модель, описывающая зависимость параметра Ra шероховатости от коэффициента $K_ф$ формы шлифовальных зерен имеет вид:

$$Ra = \exp^{(0{,}757623\ln(K_ф)+1{,}919568)}.$$

В ходе дальнейших исследований повышения эффективности использования лепестковых шлифовальных кругов были разработаны и изготовлены другие конструкции этих инструментов, состоящих из чередующихся пакетов с различной формой абразивных зерен. Такие круги состоят из корпуса и закрепленных на нем лепестков, образующих рабочую часть. Лепестки разделены на пакеты, которые по периметру круга образуют равные по протяженности участки, переходящие один в другой, с лепестками сначала из игольчатых, затем промежуточных и изометрических зерен [8]. *Эффективность процесса шлифования* такими кругами повышается за счет того, что:

♦ пакеты с зернами игольчатой и промежуточной формы увеличивают съем материала и, тем самым, повышают производительность процесса обработки;

♦ пакет с зернами изометрической формы позволяет улучшить качество обрабатываемой поверхности.

При использовании данной конструкции можно достичь своего рода компромисс: получить высокую производительность при хорошем качестве обработанной поверхности [9].

Проведенные лабораторные испытания показали, что введение в конструкцию лепесткового круга чередующихся пакетов с различной формой абразивного зерна действительно оказывает положительное влияние на процесс шлифования по сравнению со стандартным кругом.

Полученные результаты исследований позволяют сформулировать следующие основные рекомендации по применению новых конструкций лепестковых шлифовальных кругов для более рационального использования возможностей этих инструментов:

♦ для обдирочных и черновых работ целесообразно применять лепестковые круги из зерен с большими значениями $K_ф$ (т.е игольчатой и промежуточной формы);

♦ для чистовых работ, где предъявляются высокие требования к качеству обрабатываемой поверхности, предпочтительны лепестковые круги с малыми значениями $K_ф$ (т.е. из зерен изометрической формы).

Опытные лепестковые круги прошли испытания в производственных условиях на ряде машиностроительных предприятий г. Кемерово и Кемеровской области, где получили положительную оценку и нашли практическое применение.

В целом проведенные исследования показали, что при целенаправленном подходе к выбору формы и ориентации шлифовальных зерен, геометрической формы режущих элементов и более полного использования их потенциальных возможностей, можно существенно повысить эксплуатационные показатели лепестковых кругов.

Библиографический список

1. **Коротков А.Н., Баштанов В.Г., Дубов Г.М. и др.** Модернизированный вибрационный сепаратор для сортировки абразива по форме // Ресурсосберегающие технологии в машиностроении: тез. докл. конф. (Бийск, 26–27 сентября, 2002). Бийск. 2002. С. 65–69.

2. **Свидетельство** об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2003611938. РФ. Определение геометрических характеристик шлифовальных зерен / А.Н. Коротков, А.С. Захаров, 2003.

3. **Коротков А.Н., Дубов Г.М., Шатько Д.Б.** Оценка формы шлифовальных зерен // Обработка металлов. 2004. № 2. С. 43–44.

4. **Патент РФ 2240224**, 7 B 24 D 13/00, 11/00. Лепестковый круг / А.Н. Коротков, Д.Б. Шатько. Заявл. 04.12.2002. Опубл. 20.11.2004. Бюл. № 32.

5. **Коротков А.Н., Люкшин В.С., Шатько Д.Б.** Компактная линия для изготовления опытных шлифовальных шкурок // Ресурсосберегающие технологии в машиностроении: тез. докл. конф. (Бийск, 25–26 сентября, 2003). Бийск. 2003. С. 94–97.

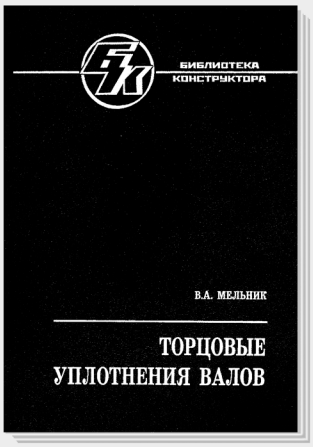
6. **Коротков А.Н., Шатько Д.Б., Люкшин В.С.** Термокамера для сушки шлифовальной шкурки // Прогрессивные технологии и экономика в машиностроении: тез. докл. конф. (Юрга, 24–25 апреля, 2003). Юрга. 2003. С. 133–134.

7. **Коротков А.Н., Шатько Д.Б.** Влияние формы абразивного зерна на эксплуатационные характеристики лепестковых кругов // Обработка металлов 2005. № 2. С. 37–39.

8. **Патент РФ 2245240,** C1 B 24 D 13/00. Лепестковый круг / А.Н. Коротков, Д.Б. Шатько. Заявл. 30.09.2003. Опубл. 27.01.2005, Бюл. № 3.

9. **Коротков А.Н., Шатько Д.Б.** Оптимизация конструкций лепестковых кругов за счет применения зерен с контролируемой геометрией // Современные проблемы машиностроения: тез. докл. конф. (Томск, 8–10 декабря, 2004). Томск. 2004. С. 542–545.

Книги издательства "Машиностроение"



Мельник В.А. **Торцовые уплотнения валов**: справочник. (Библиотека конструктора). 2008. – 320 с., тв. пер.

ISBN ISBN 978-5-217-03383-6

Цена с НДС 484 руб.

Приведен механизм работы торцовых уплотнений, включая процессы, протекающие в уплотняющей щели, гипотезы уплотняющей и несущей способности торцовых уплотнений и известные методы их расчета. Представлены новые сведения по исследованиям и расчетам торцовых уплотнений, управлению работой торцового уплотнения и связанными с этим возможностями расчетного проектирования торцовых уплотнений с заданными рабочими характеристиками. Приведены технические решения, которые могут успешно использоваться в конструкторской практике.

Впервые даны конструктивные исполнения газовых торцовых уплотнений, описание их работы, необходимое дополнительное оборудование, наиболее распространенные схемы и методы расчета уплотняющих пар.

Для специалистов, занимающихся разработкой и эксплуатацией узлов уплотнений валов, может быть полезна преподавателям и студентам втузов.

Приобрести книгу можно непосредственно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку в отдел реализации по факсу: (495) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru; по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., 4. ООО "Издательство Машиностроение". Справки по тел. (495) 269-66-00. http://www.mashin.ru

Методические указания по балансировке жестких роторов

(*К ГОСТ 22061–76 машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения*)*. *Продолжение***

Методические указания содержат теоретические основы построения и практического применения системы классов точности балансировки и предназначены для инженеров-расчетчиков, конструктов и технологов, разрабатывающих нормативно-техническую документацию на балансировку "жестких роторов" (по терминологии ГОСТ 19534–74) при изготовлении или ремонте изделий.

Методические указания должны помочь избежать грубых ошибок при разработке и проведении процесса балансировки и при установлении единообразного порядка, который вводится ГОСТ 22061–76, соответствующий международному стандарту ИСО 1940.

В первой части особое внимание обращено на методы расчетов и способ определения, является ли ротор данного изделия "жестким ротором". Во второй части рассмотрены примеры различных технологических дисбалансов, их расчет и связь с точностью изготовления, а также приведены практические рекомендации.

Methodical directions contain construction and practical application theory of balance grades system and meant for design tngineers, planners which develop technological normative documents by balance of "rigid rotors" (by nomenclatures the GOST 19534–74) when in use production or repair product.

Methodical directions must help to avoid gross errors by development, balancing and arragement of uniform method which coincided GOST 22061–76 and ISO 1940.

The first part consist of methods of analysis and method of determining rotor such as "rigid rotor". The second part consist of different technologic disbalances, their calculation and connection with accuracy of manufacturing, practical guidances have been reduced.

Ключевые слова: балансировка, жесткий ротор.

Key word: balancing, rigid rotor.

*Редакция 1983 г.

**Начало см. журнал "Сборка в машиностроении, приборостроении", № 3, 4, 6, 2008 г.

Раздел 6. Пересчет дисбалансов из одних плоскостей в другие для жесткого двухопорного ротора

6.1. Если заданы главный вектор и главный момент дисбалансов, то определить дисбалансы в любых двух плоскостях, перпендикулярных оси ротора, можно по формулам (9), (10) или (11). В тех же случаях, когда заданы (измерены) дисбалансы в двух плоскостях, перпендикулярных оси ротора, пересчитать эти дисбалансы для других параллельных плоскостей можно по приводимым ниже формулам. Эти формулы охватывают все возможное разнообразие расположения двух плоскостей опор и двух плоскостей коррекции.

Следует заметить, что при переходе от одних плоскостей к другим дисбалансы меняются не только по значениям дисбалансов, но также и по углам дисбалансов.

В этих формулах α_1 и α_2 – углы дисбалансов $\overline{D}_1$ и $\overline{D}_2$ в плоскостях 1 и 2 соответственно, а α_A и α_B – углы дисбалансов $\overline{D}_A$ и $\overline{D}_B$ в плоскостях опор A и B соответственно. Расстояния между плоскостями показаны на рис. 11. Все формулы выводятся для компонентов дисбалансов по осям X и Y, которые равны:

$$\begin{aligned} D_{1X} &= D_1 \cos\alpha_1; \quad D_{1Y} = D_1 \sin\alpha_1; \\ D_{2X} &= D_2 \cos\alpha_2; \quad D_{2Y} = D_2 \sin\alpha_2; \\ D_{AX} &= D_A \cos\alpha_A; \quad D_{AY} = D_A \sin\alpha_A; \\ D_{BX} &= D_B \cos\alpha_B; \quad D_{BY} = D_B \sin\alpha_B, \end{aligned} \tag{35}$$

причем отсчет углов α ведется от оси X, которая может быть представлена на роторе меткой.

Для определения $\overline{D}_A$ и $\overline{D}_B$ по $\overline{D}_1$ и $\overline{D}_2$ составляются уравнения моментов компонентов дисбалансов относительно центров опор A и B, а для определения $\overline{D}_1$ и $\overline{D}_2$ по $\overline{D}_A$ и $\overline{D}_B$ уравнения в компонентах дисбалансов по X и Y относительно точек пересечения плоскостей 1 и 2 с осью ротора.

Приведены также формулы, определяющие углы соответствующих дисбалансов.

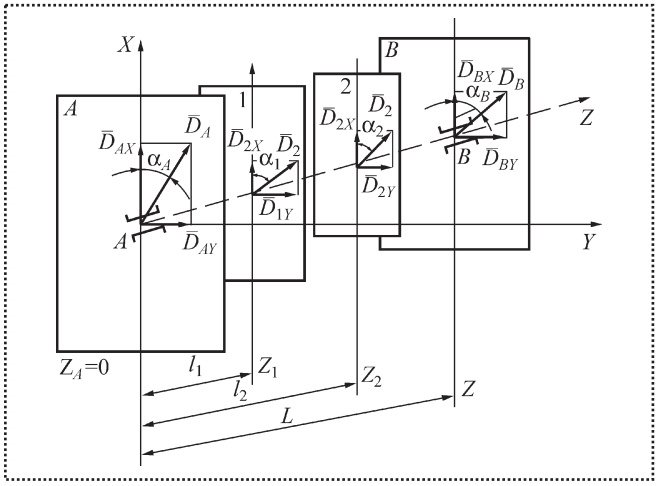


Рис. 11. Плоскости опор и коррекции

6.2. На рис. 11 представлены плоскости опор *A* и *B* и две плоскости коррекции или измерения 1 и 2 межопорного ротора и принята правая система координат *XYZ*, причем направление вдоль оси ротора от *A* к *B* считается положительным. Начало координат расположено в опоре *A* и $Z_A = 0$. Обязательным условием последующего вывода является расположение плоскостей 1 левее 2 и *A* левее *B*.

Уравнение моментов относительно плоскостей опор *A* и *B*:

$$\begin{aligned}
&M_{AX} = D_{1X}(Z_1 - Z_A) + D_{2X}(Z_2 - Z_A) - \\
&- D_{DX}(Z_B - Z_A) = 0; \\
&M_{AY} = D_{1Y}(Z_1 - Z_A) + D_{2Y}(Z_2 - Z_A) - \\
&- D_{BY}(Z_B - Z_A) = 0; \\
&M_{BX} = D_{1X}(Z_1 - Z_B) + D_{2X}(Z_2 - Z_B) - \\
&- D_{AX}(Z_A - Z_B) = 0; \\
&M_{BY} = D_{1Y}(Z_1 - Z_B) + D_{2Y}(Z_2 - Z_B) - \\
&- D_{AY}(Z_A - Z_B) = 0.
\end{aligned} \tag{36}$$

Откуда, представив из (35) компоненты векторов через углы α, получим

$$\begin{aligned}
&D_A \cos\alpha_A = [D_1 \cos\alpha_1 (Z_1 - Z_B) + \\
&+ D_2 \cos\alpha_2 (Z_2 - Z_B)]/(Z_B - Z_A); \\
&D_A \sin\alpha_A = [D_1 \sin\alpha_1 (Z_1 - Z_B) + \\
&+ D_2 \sin\alpha_2 (Z_2 - Z_B)]/(Z_B - Z_A); \\
&D_B \cos\alpha_B = [D_1 \cos\alpha_1 (Z_1 - Z_A) - \\
&- D_2 \cos\alpha_2 (Z_2 - Z_A)]/(Z_A - Z_B); \\
&D_B \sin\alpha_B = [D_1 \sin\alpha_1 (Z_1 - Z_A) + \\
&+ D_2 \sin\alpha_2 (Z_2 - Z_A)]/(Z_A - Z_B).
\end{aligned} \tag{37}$$

Следовательно, значения дисбалансов

$$\begin{aligned}
&D_A = [(D_A \cos\alpha_A)^2 + (D_A \sin\alpha_A)^2]^{1/2} = \\
&= [D_1^2 (Z_1 - Z_B)^2 + D_2^2 (Z_2 - Z_B)^2 + \\
&+ 2D_1 D_2 (Z_1 - Z_B)(Z_2 - Z_B) \times \\
&\times \cos(\alpha_1 - \alpha_2)]^{1/2} / |Z_B - Z_A|; \\
&D_B = [(D_B \cos\alpha_B)^2 + (D_B \sin\alpha_B)^2]^{1/2} = \\
&= [D_1^2 (Z_1 - Z_A)^2 + D_2^2 (Z_2 - Z_A)^2 + \\
&+ 2D_1 D_2 (Z_1 - Z_A)(Z_2 - Z_A) \times \\
&\times \cos(\alpha_1 - \alpha_2)]^{1/2} / |Z_A - Z_B|.
\end{aligned} \tag{38}$$

Углы α_A и α_B дисбалансов $\overline{D}_A$ и $\overline{D}_B$ определяются по следующим формулам, которые вытекают из (37):

$$\begin{aligned}
&\mathrm{tg}\alpha_A = \frac{D_A \sin\alpha_A}{D_A \cos\alpha_A} = \\
&= \frac{D_1 \sin\alpha_1 (Z_1 - Z_B) + D_2 \sin\alpha_2 (Z_2 - Z_B)}{D_1 \cos\alpha_1 (Z_1 - Z_B) + D_2 \cos\alpha_2 (Z_2 - Z_B)}; \\
&\mathrm{tg}\alpha_B = \frac{D_B \sin\alpha_B}{D_B \cos\alpha_B} = \\
&= \frac{D_1 \sin\alpha_1 (Z_1 - Z_A) + D_2 \sin\alpha_2 (Z_2 - Z_A)}{D_1 \cos\alpha_1 (Z_1 - Z_A) + D_2 \cos\alpha_2 (Z_2 - Z_A)}.
\end{aligned} \tag{39}$$

6.3. Аналогичным образом из уравнений моментов относительно точек пересечения плоскостей 1 и 2 с осью ротора:

$$\begin{aligned}
&M_{1X} = D_{AX}(Z_A - Z_1) - D_{2X}(Z_2 - Z_1) + \\
&+ D_{BX}(Z_B - Z_1) = 0; \\
&M_{1Y} = D_{AY}(Z_A - Z_1) - D_{2Y}(Z_2 - Z_1) + \\
&+ D_{BY}(Z_B - Z_1) = 0; \\
&M_{2X} = D_{AX}(Z_A - Z_2) - D_{1X}(Z_1 - Z_2) + \\
&+ D_{BX}(Z_B - Z_2) = 0; \\
&M_{2Y} = D_{AY}(Z_A - Z_2) - D_{1Y}(Z_1 - Z_2) + \\
&+ D_{BY}(Z_B - Z_2) = 0.
\end{aligned} \tag{40}$$

Определяем компоненты векторов через их углы α:

$$\begin{aligned}
&-D_1 \cos\alpha_1 = [D_A \cos\alpha_A (Z_A - Z_2) + \\
&+ D_B \cos\alpha_B (Z_B - Z_2)]/(Z_2 - Z_1); \\
&-D_1 \sin\alpha_1 = [D_A \sin\alpha_A (Z_A - Z_2) + \\
&+ D_B \sin\alpha_B (Z_B - Z_2)]/(Z_2 - Z_1); \\
&-D_2 \cos\alpha_2 = [D_A \cos\alpha_A (Z_A - Z_1) + \\
&+ D_B \cos\alpha_B (Z_B - Z_1)]/(Z_1 - Z_2); \\
&-D_2 \sin\alpha_2 = [D_A \sin\alpha_A (Z_A - Z_1) + \\
&+ D_B \sin\alpha_B (Z_B - Z_1)]/(Z_1 - Z_2).
\end{aligned} \tag{41}$$

Откуда находим значения дисбалансов:

$$\begin{aligned}
D_1 &= [(D_1\cos\alpha_1)^2 + (D_1\sin\alpha_1)^2]^{1/2} = \\
&= [D_A^2(Z_A - Z_2)^2 + D_B^2(Z_B - Z_2)^2 + \\
&+ 2D_A D_B(Z_A - Z_2)(Z_B - Z_2)\times \\
&\times\cos(\alpha_A - \alpha_B)]^{1/2}/|Z_2 - Z_1|; \\
D_2 &= [(D_2\cos\alpha_2)^2 + (D_2\sin\alpha_2)^2]^{1/2} = \\
&= [D_A^2(Z_A - Z_1)^2 + D_B^2(Z_B - Z_1)^2 + \\
&+ 2D_A D_B(Z_A - Z_1)(Z_B - Z_1)\times \\
&\times\cos(\alpha_A - \alpha_B)]^{1/2}/|Z_1 - Z_2|.
\end{aligned} \tag{42}$$

Углы α_1 и α_2 дисбалансов $\overline{D}_1$ и $\overline{D}_2$ определяют по следующим формулам, которые вытекают из (41):

$$\begin{aligned}
\mathrm{tg}\alpha_1 &= \frac{D_1\sin\alpha_1}{D_1\cos\alpha_1} = \\
&= \frac{D_A\sin\alpha_A(Z_A - Z_2) + D_B\sin\alpha_B(Z_B - Z_2)}{D_A\cos\alpha_A(Z_A - Z_2) + D_B\cos\alpha_B(Z_B - Z_2)}; \\
\mathrm{tg}\alpha_2 &= \frac{D_2\sin\alpha_2}{D_2\cos\alpha_2} = \\
&= \frac{D_A\sin\alpha_A(Z_A - Z_1) + D_B\sin\alpha_B(Z_B - Z_1)}{D_A\cos\alpha_A(Z_A - Z_1) + D_B\cos\alpha_B(Z_B - Z_1)}.
\end{aligned} \tag{43}$$

6.4. Формулы (36)–(43) пригодны для пересчетов дисбалансов при любом расположении плоскостей A, B, 1 и 2 (при условии, что плоскость 1 левее плоскости 2, а плоскость A левее плоскости B), когда координаты Z_1, Z_2 и Z_B подставляются в них со своими знаками.

6.5. В частных случаях, когда $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_A = \alpha_B$, т.е. при статической неуравновешенности ротора, когда узлы дисбалансов можно принять равными нулю, из (37) и (41) следует:

$$\begin{aligned}
-D_A &= \frac{D_1(Z_1 - Z_B) + D_2(Z_2 - Z_B)}{Z_B - Z_A}; \\
-D_B &= \frac{D_1(Z_1 - Z_A) + D_2(Z_2 - Z_A)}{Z_A - Z_B}; \\
-D_1 &= \frac{D_A(Z_A - Z_2) + D_B(Z_B - Z_2)}{Z_2 - Z_1}; \\
-D_2 &= \frac{D_A(Z_A - Z_1) + D_B(Z_B - Z_2)}{Z_1 - Z_2}.
\end{aligned} \tag{44}$$

В случае, когда $\alpha_1 - \alpha_2 = \alpha_A - \alpha_B = 180°$ имеет место моментная неуравновешенность.

Приняв $\alpha_1 = \alpha_A = 0$, получим для $\alpha_2 = \alpha_B = 180°$ из (37) и (41):

$$\begin{aligned}
-D_A &= \frac{D_1(Z_1 - Z_B) + D_2(Z_B - Z_2)}{Z_B - Z_A}; \\
-D_B &= \frac{D_1(Z_1 - Z_A) + D_2(Z_A - Z_2)}{Z_B - Z_A}; \\
-D_1 &= \frac{D_A(Z_A - Z_2) + D_B(Z_2 - Z_B)}{Z_2 - Z_1}; \\
-D_2 &= \frac{D_A(Z_A - Z_1) + D_B(Z_1 - Z_B)}{Z_2 - Z_1}.
\end{aligned} \tag{45}$$

6.6. По формулам (44) и (45) построена таблица для всех возможных случаев взаимного расположения плоскостей A, B, 1 и 2 для статической и моментной неуравновешенности двухопорного ротора с указанием знаков координат этих плоскостей.

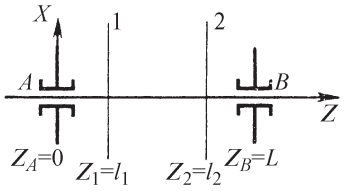
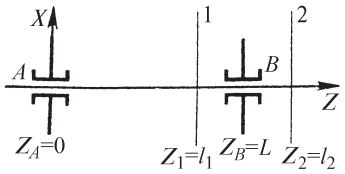
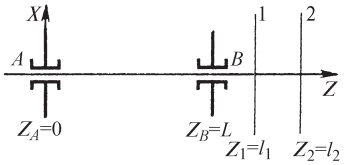
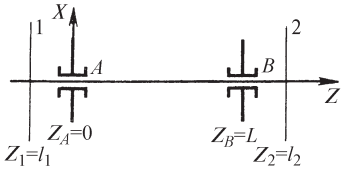
6.7. Из таблицы видно, что при $D_1 = D_2$ для всех межопорных (схема I) и консольных (схема III) роторов D_A и D_B при статической неуравновешенности больше D_A и D_B при моментной неуравновешенности. Лишь у роторов II и IV схем возможны обратные соотношения.

По схемам I и III построено подавляющее число изделий машиностроения, поэтому за основу принято регламентирование функционального удельного дисбаланса $e_{\text{ст.ф}}$ ротора, обеспечивающего работоспособность подшипниковых опор и нормальное функционирование изделий. Применение этого же критерия для схем II и IV оправдано тем, что $e_{\text{ст.ф}}$ и в этих случаях определялись по той же методике из статистически обработанных результатов измерений остаточных дисбалансов у хорошо работающих изделий.

Раздел 7. Коэффициент дисбаланса и маятниковые колебания

7.1. Допустим, что несбалансированный абсолютно твердый ротор вращается с постоянной угловой скоростью ω вокруг горизонтальной оси на двух абсолютно жестких опорах. Эти опоры A и B воспринимают постоянные по величине и направлению силы $\overline{Q}_{A,B} = \overline{G}_{A,B} + \overline{P}_{A,B}$ (сумма весовой нагрузки $\overline{G}$ на опору и радиальной компоненты $\overline{P}$ от ремня, цепи, зубчатого колеса и т.д.) и неуравновешенные силы от дисбалансов ротора $\overline{D}_{A,B}\omega^2$ в плоскостях опор A и B, постоянные по величине, но переменные по направлению, так как векторы сил $\overline{D}_{A,B}\omega^2$ вращаются вместе с ротором.

Дисбалансы для различных схем взаимного расположения плоскостей коррекции и опор

Номер схемы	Схема взаимного расположения плоскостей коррекции и опор	Дисбалансы от неуравновешенности	
		статической	моментной
I		$D_A = \frac{D_1(L-l_1)+D_2(L-l_2)}{L}$ $D_B = \frac{D_1 l_1 + D_2 l_2}{L}$ $D_1 = \frac{-D_A l_1 + D_B(L-l_1)}{l_2-l_1}$ $D_2 = \frac{-D_A l_1 + D_B(L-l_1)}{l_2-l_1}$	$D_A = \frac{D_1(L-l_1)-D_2(L-l_2)}{L}$ $D_B = \frac{-D_1 l_1 + D_2 l_2}{L}$ $D_1 = \frac{D_2 l_2 + D_B(L-l_2)}{l_2-l_1}$ $D_2 = \frac{D_A l_1 + D_B(L-l_1)}{l_2-l_1}$
II		$D_A = \frac{D_1(L-l_1)-D_2(l_2-L)}{L}$ $D_B = \frac{D_1 l_1 + D_2 l_2}{L}$ $D_1 = \frac{-D_A l_2 + D_B(l_2-L)}{l_2-l_1}$ $D_2 = \frac{-D_A l_1 + D_B(L-l_1)}{l_2-l_1}$	$D_A = \frac{D_1(L-l_1)+D_2(l_2-L)}{L}$ $D_B = \frac{D_1 l_1 - D_2 l_2}{L}$ $D_1 = \frac{D_2 l_2 - D_A(l_2-L)}{l_2-l_1}$ $D_2 = \frac{-D_A l_1 + D_B(L-l_1)}{l_2-l_1}$
III		$D_A = \frac{-D_1(l_1-L)-D_2(l_2-L)}{L}$ $D_B = \frac{D_1 l_1 + D_2 l_2}{L}$ $D_1 = \frac{D_A l_2 - D_B(l_2-L)}{l_2-l_1}$ $D_2 = \frac{-D_A l_1 - D_B(l_1-L)}{l_2-l_1}$	$D_A = \frac{-D_1(l_1-L)+D_2(l_2-L)}{L}$ $D_B = \frac{-D_1 l_1 + D_2 l_2}{L}$ $D_1 = \frac{D_A l_2 - D_B(l_2-L)}{l_2-l_1}$ $D_2 - \frac{D_A l_1 - D_B(l_1-L)}{l_2-l_1}$
IV		$D_A = \frac{D_1(L+l_1)+D_2(L-l_2)}{L}$ $D_B = \frac{-D_1 l_1 + D_2 l_2}{L}$ $D_1 = \frac{D_A l_2 - D_B(L-l_2)}{l_1+l_2}$ $D_2 = \frac{D_2 l_1 + D_B(L+l_1)}{l_1+l_2}$	$D_A = \frac{D_1(L+l_1)-D_2(L-l_2)}{L}$ $D_B = \frac{D_1 l_1 + D_2 l_2}{L}$ $D_1 = \frac{D_A l_2 + D_B(L-l_2)}{l_1+l_2}$ $D_2 = \frac{-D_A l_1 + D_B(L+l_1)}{l_1+l_2}$

Для ротора из абсолютно твердого материала и при абсолютно жестких опорах это приведет к раскачиванию его цапф с частотой вращения ротора относительно геометрических центров подшипников.

Отношения

$$\frac{D_{A,B}\omega^2}{Q_{A,B}} = K_{A,B} \qquad (46)$$

называют коэффициентами дисбаланса для соответствующих опор A и B.

7.2. Когда $K_{A,B} < 1$, подшипники работают по **первому режиму нагружения.** При таком $K_{A,B}$ ротор из абсолютно твердого материала вращается вокруг своей оси и векторы неуравновешенных (динамических) сил $\overline{D}_{A,B}\omega^2$ в опорах вращаются вместе с ним. Благодаря этому суммарный вектор $\overline{R}_{A,B}$ сил, действующих на опору, будет изменяться, например,

при $K_{A,B} = 0{,}5$ в интервале $0{,}5\overline{Q}_{A,B} < \overline{R}_{A,B} < 1{,}5\overline{Q}_{A,B}$ с частотой вращения ротора. Это вызовет раскачивание цапфы с частотой вращения ротора в пределах угла 2α качаний вектора $\overline{R}_{A,B}$ (рис. 12).

При коэффициенте дисбаланса $K_{A,B} < 1$ происходит односторонний износ подшипника и равномерный по окружности износ цапфы.

7.2.1. При первом режиме нагружения ротор прижимается к опорам с силой $Q_{A,B}$, значение которой меняется от $Q_{A,B\,\min}$ до $Q_{A,B\,\max}$ по синусоидальному закону, причем $Q_{A,B\,\max} - Q_{A,B\,\min} = 2D_{A,B}\omega^2$ (удвоенной амплитуде синусоиды или ее высоте).

Центр тяжести площади синусоиды расположен на высоте 0,75 ее амплитуды $\Delta_{A,B}\omega^2$ над ограничивающей ее линией $Q_{A,B\,\min}$.

Эквивалентные нагрузки на подшипники с учетом действия дисбалансов в опорах для определенной угловой скорости вращения ω

$$Q_{A,B\,\text{экв}} = Q_{A,B\min} + 2\cdot 0{,}75 D_{A,B}\omega^2 = \\ = Q_{A,B\min} + 1{,}5 D_{A,B}\omega^2, \qquad (47)$$

что превышает $Q_{A,B} = Q_{A,B\,\min} + D_{A,B}\omega^2$ на $0{,}5D_{A,B}\omega^2$.

7.2.2. Обычно подбор подшипников качения ведется по нагрузкам $Q_{A,B}$ (без учета динамических воздействий дисбалансов) по коэффициенту работоспособности подшипников:

$$C_{A,B} = Q_{A,B}(k_1 k_2, ...)(nh)^{0,3},$$

где n – частота вращения (мин$^{-1}$);

h – количество часов работы;

k_1, k_2, ... – коэффициенты, определяющие условия работы подшипника.

Неучтенное в таком расчете $0{,}5D_{A,B}\omega^2$ сократит срок службы подшипников в s раз, что адекватно увеличению их нагрузки в $s^{0,3}$ раза. Следовательно, в силу (47)

$$\Sigma Q_{A,B\,\text{экв}} = s^{0,3}\Sigma Q_{A,B} + \Sigma Q_{A,B} + 0{,}5 D_{A,B}\omega^2. \qquad (48)$$

Приняв среднее значение коэффициента дисбаланса ротора $K = \dfrac{e_{\text{ст}}\, m_{\text{рот}}\,\omega^2}{\Sigma Q_{A,B}}$, найдем из (48), что $K = 2(s^{0,3} - 1)$.

Если регламентирован допустимый удельный дисбаланс ротора $e_{\text{ст.доп}}$, то значение K определяется однозначно, а при подборе подшипников качения следует учесть уменьшение срока их службы в s раз:

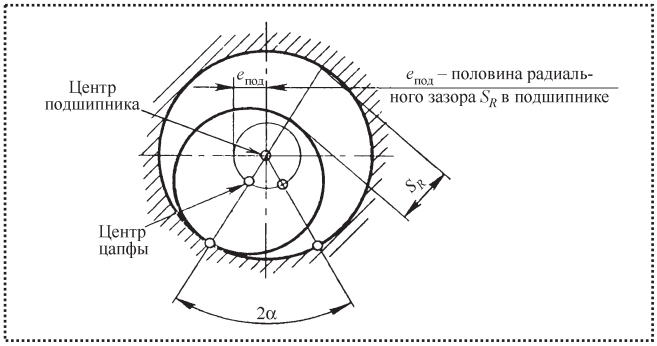


Рис. 12. Смещение цапфы относительно подшипника

$$s = \left(\frac{e_{\text{ст. доп}}\, m_{\text{рот}}\,\omega^2}{2\Sigma Q_{A,B}} + 1\right)^{3,33} = \left(\frac{K}{2} + 1\right)^{3,33}. \qquad (49)$$

При больших различиях в нагрузках (статических и динамических) на опорах подобные расчеты следует проводить для каждой опоры в отдельности.

7.3. Если $K_{A,B} = 1$, то подшипники работают по **второму режиму нагружения.** В этом случае

$$R_{A,B} = 2D_{A,B}\omega^2 \cos^2\frac{\omega}{2}t,$$

где t – время.

При $K = 1$ сила R будет прижимать цапфу к подшипнику, пока центр цапфы находится ниже горизонтального диаметра подшипника, и открывать цапфу от подшипника, когда центр цапфы поднимается выше.

Отрыв цапфы от подшипника будет происходить, когда центр цапфы находится примерно на 10° ниже горизонтального диаметра подшипника. После отрыва цапфа движется по кривой (рис. 13) пока не ударится о подшипник и не прижмется к нему. Далее процесс повторяется. Частота ударов равна частоте вращения ротора.

Работа машин с такими ударами приводит к разрушению подшипников значительно ранее их износа. Опыт показывает, что такой режим работы наступает уже вблизи $K = 1$.

7.4. Если ротор установлен вертикально или работает в невесомости, то

$$K_{A,B} = D_{A,B}\omega^2 P_{A,B}$$

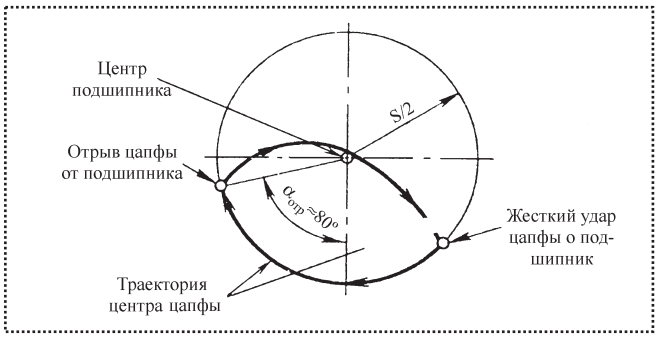


Рис. 13. Траектория движения центра цапфы:
S – зазор в опоре

может быть величиной, большей единицы. В этом случае целесообразно применять опоры качения.

При $K_{A,B} > 1$ подшипники работают по **третьему режиму нагружения.** Если $K > 1$, то цапфа все время прижата к подшипнику и будет по нему скользить одной и той же стороной. В этом случае в подшипнике скольжения будет происходить односторонний износ цапфы, ведущий к дальнейшему увеличению *K* и неравномерному износу подшипника по окружности.

7.5. Из всех трех режимов нагружения для подшипников скольжения допустим лишь первый, а для подшипников качения – первый и третий. Одна из задач балансировки – обеспечить эти условия работы для каждого подшипника. В общем случае коэффициенты дисбаланса различны для каждого подшипника опор *A* и *B*.

Значения коэффициентов $K_{A,B}$ для реальных машин должны определяться экспериментально (или теоретически, что не всегда возможно) в конце ресурсных испытаний опытного образца, так как числитель и знаменатель формулы (46) могут меняться в процессе эксплуатации.

При проектировочных расчетах следует пользоваться данными для аналогичных машин.

7.6. Если сила $P_{A,B}$ мала и ею можно пренебречь, то для горизонтального симметрично расположенного относительно подшипников межопорного ротора

$$K_{A,B} = \frac{D_{A,B}\omega^2_{э\,max}}{G_{A,B}} = \frac{0{,}5m_{рот}\, e_{ст}\, \omega^2_{э\,max}}{0{,}5m_{рот}\, g} = \frac{e_{ст}\, \omega^2_{э\,max}}{g},$$

где $\omega_{э\,max}$ – максимальная эксплуатационная угловая скорость вращения ротора;

$m_{рот}$ – масса ротора;

$e_{ст}$ – удельный дисбаланс;

g – ускорение свободного падения.

Откуда необходимый класс точности балансировки, который обеспечивает нужный режим работы данного подшипника, находится по формуле

$$e_{ст}\, \omega_{э\,max} = \frac{gK_{A,B}}{\omega_{э\,max}} \qquad (50)$$

и разд. I ГОСТ 22061–76.

Чтобы не работать при втором режиме с ударами, следует избегать значений $K_{A,B}$, лежащих в интервале $0{,}6 < K_{A,B} < 1{,}4$.

7.7. Рассмотрим колебания цапфы абсолютно твердого ротора в совершенно жестких опорах без учета сил трения. Найдем сначала так называемую восстанавливающую силу $W_{A,B}$, которая равна проекции силы $\overline{Q}_{A,B} = \overline{G}_{A,B} + \overline{P}_{A,B}$ (п. 7.1) на касательную к дуге, описываемую центром цапфы:

$$W_{A,B} = Q_{A,B} \sin\alpha_{A,B}.$$

При первом режиме нагружения сила $W_{A,B}$ создает относительно центра качаний цапфы момент, который в среднем (из-за вращения цапфы) равен

$$W_{A,B} e_{под\,A,B} = Q_{A,B} e_{под\,A,B} \sin\alpha_{A,B}, \qquad (51)$$

где $e_{под\,A,B}$ – половина замеренного радиального зазора $S_{A,B}$ в подшипнике *A* или *B*.

Восстанавливающий момент при $\alpha = 1$ рад принято рассматривать как жесткость *C*, поэтому при малых α (до 5°)

$$Q_{A,B} e_{под\,A,B} \sin\alpha_{A,B} \approx Q_{A,B} e_{под\,A,B}\alpha,$$
$$\text{а } C_{A,B} = Q_{A,B} e_{под\,A,B}.$$

Частоту (рад/с) собственных маятниковых колебаний цапфы (маятниковый резонанс) можно представить как обычно

$$f_{м\,A,B} = 2\pi(C_{A,B} / J_{A,B})^{1/2} = \\ = 2\pi(Q_{A,B} / (m_{рот\,A,B} e_{под\,A,B}))^{1/2}, \qquad (52)$$

где $m_{рот\,A,B}$ – часть массы $m_{рот}$ ротора, приведенная в опоре *A* или *B*;

$J_{A,B}$ – момент инерции ротора относительно опор *A* или *B*.

Так как $\overline{Q}_{A,B} = \overline{G}_{A,B} + \overline{P}_{A,B}$ (п. 7.1), то

$$f_{м\,A,B} = 2\pi((G_{A,B} + P_{A,B}) / (m_{рот\,A,B} e_{под\,A,B}))^{1/2}.$$

Если же $\overline{P}_{A,B} = 0$, то

$$f_{\text{м}\,A,B} = 2\pi((m_{\text{рот}\,A,B}g)/(m_{\text{рот}\,A,B}e_{\text{под}\,A,B}))^{1/2} = \\ = 2\pi(g/e_{\text{под}\,A,B})^{1/2}. \quad (53)$$

Эта собственная частота маятниковых колебаний – своя для каждой опоры A или B, так как в каждой опоре свой зазор S_A или S_B.

Если $f_{\text{м}}$ в опоре A или B совпадает с частотой вращения ротора $\omega/2\pi$, то возникает резонанс маятниковых колебаний, амплитуда их резко возрастет и произойдет отрыв цапфы от опоры. При этом вращение в данной опоре станет неустойчивым, с ударами; ось вращения ротора начнет беспорядочно "болтаться" в опоре и поведение ротора станет неопределенным.

Маятниковые колебания ротора действуют как поглотитель энергии вращения.

7.8. При третьем режиме нагружения подшипников ротора ($K_{A,B} > 1{,}4$) из абсолютно твердого материала на абсолютно жестких опорах центр масс ротора постоянно находится на расстоянии $e_{\text{под}\,A,B} + e_{A,B}$ от центра качаний цапфы. В общем случае $e_{A,B}$ – эксцентриситеты приведенных (не только статически) к опорам A или B частей массы $m_{\text{рот}\,A,B}$ ротора, и лишь при статической неуравновешенности ротора $e_{A,B} = e_{\text{ст}}$. Поэтому для статической неуравновешенности и третьего режима нагружения

$$f_{\text{м}\,A,B} = \\ = 2\pi[(\overline{G}_{A,B} + \overline{P}_{A,B})/(m_{\text{рот}\,A,B}(e_{\text{под}\,A,B} + e_{A,B}))]^{1/2}. \quad (54)$$

Если же $\overline{P}_{A,B} = 0$, то

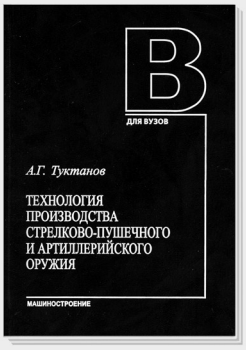
$$f_{\text{м}\,A,B} = 2\pi(g/(e_{\text{под}\,A,B} + e_{A,B}))^{1/2}.$$

Маятниковые колебания в опорах при $\overline{Q}_{A,B} \neq 0$ и при $K_{A,B} > 1{,}4$ приводят к износу некоторого участка поверхности цапфы, симметричного относительно осевого сечения, содержащего $\overline{R}_{A,B\max}$ (п. 7.2).

7.9. Когда маятниковый резонанс в опоре A или B выявлен, следует обеспечить несовпадение эксплуатационной частоты $f_{\text{э}}$ с величиной $f_{\text{м}\,A,B}/j$, где $j = 1, 2, 3, \ldots$

Это можно сделать путем подбора подшипника, т.е. подбора его радиального зазора $2e_{\text{под}} = S$.

(Продолжение следует.)



Туктанов А.Г. **Технология производства стрелково-пушечного и артиллерийского оружия**: учебник для студентов вузов. 2007. – 375 с., тв. пер.

ISBN 5-217-03336-3

Цена с НДС 385 руб.

В основу учебника положено описание технологических процессов и операций по изготовлению и испытаниям основных командных деталей стрелкового оружия. Приведены требования к деталям в части материалов, точности их изготовления. Даны описания наиболее важных станков, чертежи специальных инструментов и приспособлений для основных операций технологических процессов изготовления и контроля, а также режимы выполнения операций, проведен анализ затрат времени на эти процессы.

Учебник предназначен для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности "Стрелково-пушечное, артиллерийское и ракетное оружие" направления подготовки дипломированных специалистов "Оружие и системы вооружения".

Приобрести книгу можно непосредственно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку в отдел реализации по факсу: (495) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru; по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., 4. ООО "Издательство Машиностроение". Справки по тел. (495) 269-66-00. http://www.mashin.ru

ООО "Издательство **Машиностроение**", 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Учредитель ООО "Издательство Машиностроение".
Адрес электронной почты издательства: **E-mail: mashpubl@mashin.ru**; редакции журнала: **sborka@mashin.ru; www.mashin.ru**
Телефон редакции журнала: (495) 268-38-42; тел./факс (495) 268-85-26; факс 269-48-97.
Технический редактор *Тупталов С.Ю.* Корректоры *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 11.08.08 г. Подписано в печать 29.09.08 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,10. Заказ 1050. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ОАО "Издательство "Машиностроение".
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, д. 15.