

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ  
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ  
ЖУРНАЛ

# СБОРКА

## В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ



ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

10 2007  
(87)

### СОДЕРЖАНИЕ

#### Технологичность конструкции

- Рябов Г.К., Гаврилов С.С., Дворецкий А.М., Потапов Д.Н. Обеспечение собираемости цепных волновых передач внешнего зацепления . . . . . 3

#### Современные технологии сборки

- Божкова Л.В., Вартанов М.В., Монахова Ю.Б. Совершенствование технологии вибрационной сборки плоских деталей . . . . . 6

- Непомилуев В.В. Исследование возможностей повышения качества изделий при сборке . . . . . 9

#### Сборочно-сварочные работы. Пайка

- Рыжков А.И., Хазов Б.Ф. Отказы и предельное состояние технологического оборудования сварки кузовов в массовом производстве автомобилей . . . . . 14

#### Транспортирование объектов сборки

- Мурзинов В.Л. Управление скоростью движения изделий на пневмоконвейере . . . . . 25

#### Обеспечение качества. Испытания. Контроль

- Штриков Б.Л., Батищева О.М., Узенгер А.А. Мониторинг и прогноз развития дефектов поверхностей контакта деталей подшипника . . . . . 30

- Углов А.Л., Хлыбов А.А. Особенности конструкции ультразвукового датчика для контроля неоднородного распределения напряжений в плоских элементах конструкций . . . . . 38

#### В помощь конструктору, технологу

- Пындак В.И., Попов А.В. Компоновка передач и трансмиссий со сферическим преобразующим механизмом . . . . . 42

- Труханов В.М., Трофимов В.Е. Обеспечение надежности зубчатых передач . . . . . 48

#### Нормативная документация

- Общемашиностроительные нормативы времени на слесарные работы по ремонту оборудования. Продолжение . . . . . 52

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.

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикаций трудов соискателей ученых степеней.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

#### Председатель редакционного совета

Ф.М. МИТЕНКОВ, академик РАН

#### Редакционный совет

##### МОСКВА

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

#### Региональные редсоветы

##### АСТРАХАНЬ

|                 |
|-----------------|
| В.П. БУЛГАКОВ   |
| А.Д. ДОРОХОВ    |
| В.В. МИКИЯНСКИЙ |
| Н.Н. ПАНASEНКОВ |

##### БЕЛГОРОД

|                |
|----------------|
| Н.А. ПЕЛИПЕНКО |
|----------------|

##### БРЯНСК

|               |
|---------------|
| О.А. ГОРЛЕНКО |
|---------------|

##### 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

|              |
|--------------|
| В.Ф. КУЗЬМИН |
| Б.Н. МАРЫН   |
| В.И. ШПОРТ   |

##### ОМСК

|               |
|---------------|
| В.Н. КОСТЮКОВ |
|---------------|

##### ОРЕЛ

|               |
|---------------|
| Ю.С. СТЕПАНОВ |
| Г.А. ХАРЛАМОВ |

#### Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Н.М. КУЩ-ЖАРКО, О.Н. ЛУТОВИНИНА,  
А.В. ЗОРИН

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

THE MONTHLY  
NEWSMAGAZINE  
FOR SCIENTISTS  
AND MANUFACTURERS

# ASSEMBLING

## IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING



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

10 2007  
(87)

### CONTENTS

#### *Manufacturability of a Construction*

- Ryabov G.K., Gavrilov S.S., Dvoretskiy A.M., Potapov D.N. On providing of assembling chain wave drive of the external gearing . . . . . 3

#### *Modern Technologies in Assembly*

- Bozhkova L.V., Vartanov M.V., Monahova U.B. Perfection of technology of vibrating assembly of flat details . . . . . 6

- Nepomeluev V.V. Research of opportunities of improvement of quality of products . . . . . 9

#### *Assembly Welding Works. Solder*

- Ryzhov A.I., Hazov B.F. Substantiation of criticality of consequences of refusals and limiting conditions of the process equipment of welding of bodies in mass production of cars . . . . . 14

#### *Assembly Component Parts Transportation*

- Murzinov V.L. Management of speed of movement of products in the pneumoconveyor . . . . . 25

#### *Quality Assurance. Testing. Monitoring*

- Shtrikov B.L., Batichtcheva O.M., Uzenger A.A. Monitoring and forecast of defects evolution of bearing components surfaces contact . . . . . 30

- Uglov A.L., Hlybov A.A. Feature of ultrasonic sensor construction for control of inhomogeneous stresses distribution in the flat elements of constructions . . . . . 38

#### *Industrial and Design Engineer's Aid*

- Pyndak V.I., Popov A.V. Configuration of transfers and transmissions with spherical transformation the mechanism . . . . . 42

- Truhanov V.M., Trofimov V.E. Maintenance of reliability of tooth gearings . . . . . 48

#### *Command Papers*

- The machine-building standards of time on metalwork operations on repair of equipment. A prolongation . . . . . 52

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](mailto: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.

The Journal is among those approved by AAC RF for dissertation publication.  
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)  
KOZYREV Y.U.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**

- BULGAKOV V.P.  
DOROKHOV A.F.  
MIKITANSKI V.V.  
PANASENKO N.N.

##### **BELGOROD**

- PELIPENKO N.A.

##### **BRIANSK**

- GORLENKO O.A.

##### **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**

- KUZMIN V.F.  
MARJIN B.N.  
SCHPORT V.I.

##### **OMSK**

- KOSTIUKOV V.N.

##### **OREL**

- STEPANOV Yu.S.  
KHARLAMOV G.A.

#### **Ukraine**

##### **KIEV**

- ZENKIN A.S.  
MATVIENKO V.A.

##### **DONETSK**

- MIKHAILEV A.I.

##### **SEVASTOPOL**

- PERVUKHINA E.L.

##### **KHARKOV**

- ARPENTIEV B.M.

#### **Belarus**

##### **MINSK**

- BASINUK V.L.

##### **GOMEL**

- STARZHINSKI V.E.

##### **POLOTSK**

- KHEIFETZ M.L.

#### **Executive editors of current issue:**

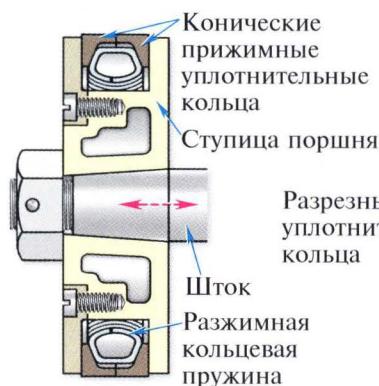
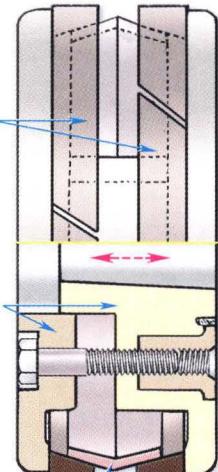
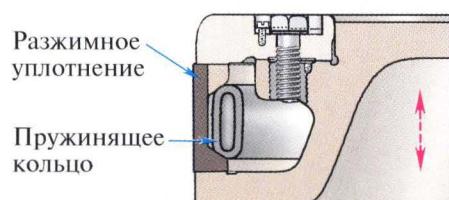
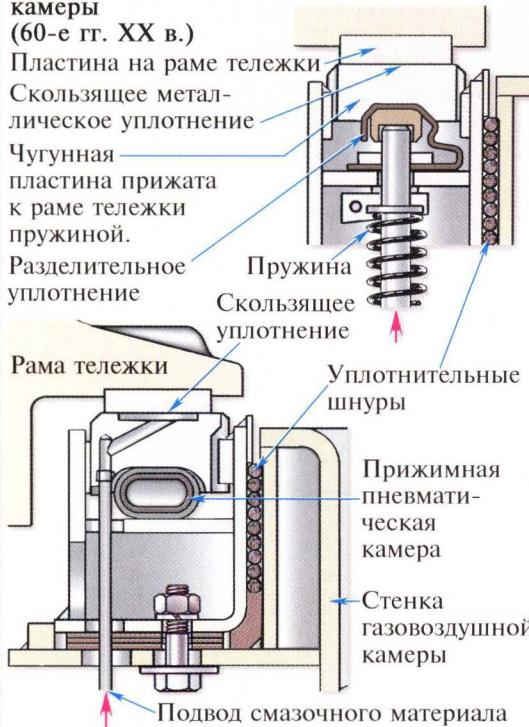
KUSH-ZHARKO N.M., LUTOVININA O.N.,  
ZORIN A.V.

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

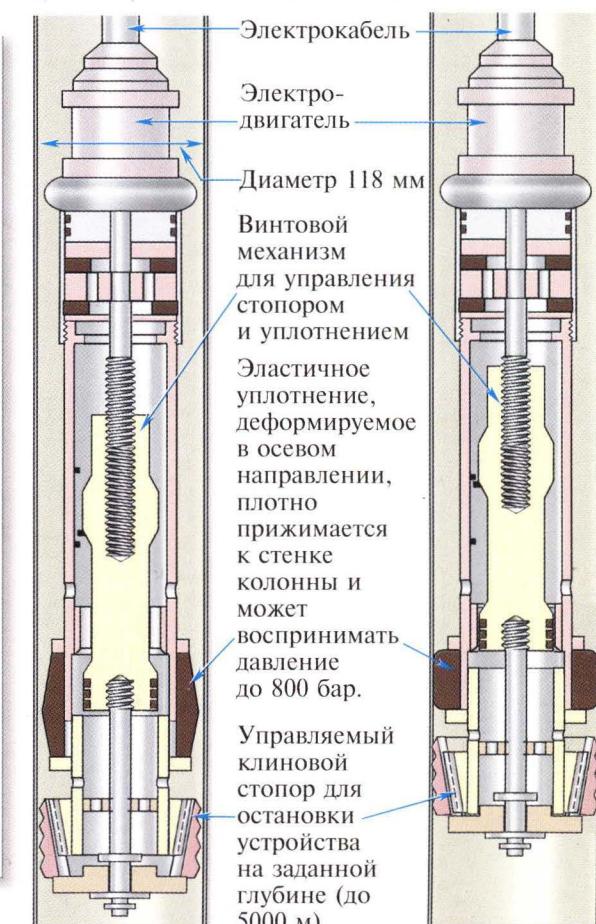
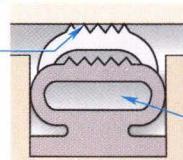
УПЛОТНЕНИЯ ПОСТУПАТЕЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ  
(в историческом и логическом развитии)

Штоковые и поршневые уплотнения. Продолжение

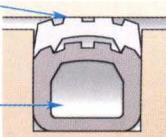
Поршины с поджатием уплотнения к стенке цилиндра

Поршень по патенту  
Купера и Паттинсона  
(начало XX в.)Поршень  
с регулируемым  
упругим прижатием  
разрезных колец (HÜTTE.  
Справочная книга для  
инженеров, механиков  
и студентов, 1912 г.)Поршень  
вертикальной  
паровой машины (начало XX в.)Варианты продольных уплотнений  
в сопряжении тележки обжиговой  
машины со стенками газовоздушной  
камеры  
(60-е гг. XX в.)Современное устройство для поинтервальной  
опрессовки колонн фирмы «Татнефть»

Транспортное положение Рабочее положение

Современные  
пневматические (надувные) уплотнения поступательных  
(особенно часто разъединяемых) соединений фирмы Garlock  
Для низкого давленияКонтакт  
элементов  
по линиям  
(в рабочем  
состоянии)

Для высокого давления

Поверхностный  
контакт (в рабочем  
состоянии)Современное упругое металлическое уплотнение предпочтительно  
для неподвижных соединений фирмы Garlock, применяемое  
в основном в аппаратах ядерной энергетики

Перед сжатием

После сжатия

Эластичное кольцо  
с С-образным профилем  
Упругое кольцо  
с О-образным профилемСовременные уплотнительные кольца с бесшовной  
фторопластовой оболочкой фирмы «ЭКОНОМОС» для работы  
при температуре от -250°C до +260°C и давлении до 700 барЭластомерное  
внутреннее кольцо  
Оболочка  
Стальная пружина  
Вентиляционные  
отверстия

# ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ

УДК 621.855

Г.К. Рябов, д-р техн. наук (Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева);  
С.С. Гаврилов, А.М. Дворецкий, Д.Н. Потапов (ООО "Союз")

## Обеспечение собираемости цепных волновых передач внешнего зацепления

Показана схема устройства и описана работа цепной волновой передачи внешнего зацепления, обеспечивающей передачу вращательного движения между соосными валами с высокой редукцией при малых габаритах. Даны условия, обеспечивающие собираемость и работоспособность передачи.

The device scheme is given. The operation of the chain wave drive of the external gearing providing the transmission of the rotary motion between coaxial shafts with high reduction, when small sizes used is stated. The conditions of the drive assembling and its workability are determined.

В литературе [1] приводится описание цепной волновой передачи с внешним зацеплением, имеющей отличительные особенности по сравнению с ранее известными передачами. В статье [2] раскрыты кинематические возможности цепной волновой передачи с числами зубьев в диапазоне 18...50, достигается передаточное отношение  $U = 10...25$ . Кроме того, из-за соосного расположения входного и выходного валов и относительной простоты конструкции достигаются компактность и малые габариты привода.

Однако специфические особенности устройства данного механизма требуют особого внимания при проектировании для обеспечения его собираемости. В статье представлены принципиальная схема устройства (рис. 1) и рекомендации по компоновке и сборке цепной волновой передачи внешнего зацепления [1, 2].

Этот механизм содержит гибкое колесо 1, в качестве которого использована многорядная (в данном случае трехрядная) роликовая цепь. Генератор волн, выполненный

в виде наружных прижимов 2 и внутренних направляющих 3, закрепленных на валу 4 с возможностью вращения в корпусе 5. Ролики первых двух рядов цепи зацепляются с зубьями неподвижной двухрядной звездочки 6, а ролики третьего ряда – с зубьями подвижной звездочки 7, насаненной на ведомый вал 8. Для обеспечения вращательного движения от ведущего вала 4 на ведомый вал 8 колесо 6 и звездочка 7 имеют разные числа зубьев  $Z_1$  и  $Z_2$ .

Одновременное зацепление цепи 1 со звездочками 6 и 7 достигается выравниванием диаметров делительных окружностей последних путем соблюдения соотношения между шагами  $t_1$  и  $t_2$  звездочек 6 и 7 соответственно по выражению

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{Z_1}\right)}{\sin\left(\frac{\pi}{Z_2}\right)}. \quad (1)$$

Передача работает следующим образом. Цепь 1 прижимается к впадинам звездочек 6 и 7 наружными прижимами 2 с диаметрально противоположных сторон и отводится от них внутренними на-

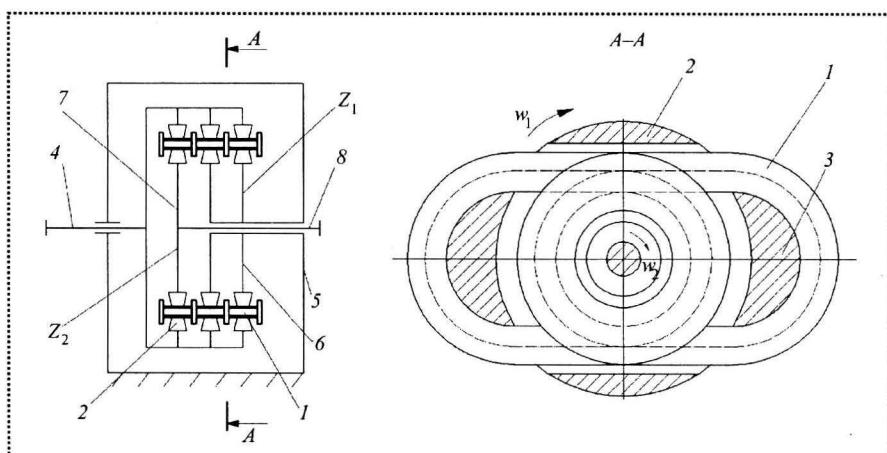


Рис. 1. Принципиальная схема устройства цепной волновой передачи внешнего зацепления



правляющими 3. Прижим 2 и направляющие 3 вращаются вместе с валом 4. Цепь обегает звездочки 6 и 7 на один оборот. При этом из-за разницы чисел  $Z_1$  и  $Z_2$  зубьев звездочек подвижная звездочка забегает на  $\Delta Z = Z_1 - Z_2$  угловых шага.

В связи с этим между ведущим 4 и ведомым 8 валами создается передаточное отношение, которое определяется по выражению:

$$U = \frac{Z_2}{Z_2 - Z_1}, \quad (2)$$

где  $Z_1$  и  $Z_2$  – числа зубьев соответственно подвижной и неподвижной звездочек.

Для частного случая при числе волн деформации, равном двум  $\Delta Z = 2$ ,

$$\begin{aligned} U &= Z_2/2 \quad \text{при } Z_1 \leq Z_2; \\ U &= -Z_2/2 \quad \text{при } Z_1 \geq Z_2. \end{aligned}$$

При проектировании передачи предлагается изготавливать неподвижные звездочки по ГОСТ 591–69, а подвижные звездочки с прямолинейным профилем зубьев корректированными параметрами – в соответствии с приведенными ниже рекомендациями.

Шаг зубьев в соответствии с уравнением (1) определяется по выражению

$$t_2 = t_1 \frac{\sin\left(\frac{\pi}{Z_2}\right)}{\sin\left(\frac{\pi}{Z_1}\right)}. \quad (3)$$

Тогда диаметры  $d_{d1}$ ,  $D_{e1}$ ,  $D_{d2}$  принимают соответственно равными диаметрам делительной окружности  $d_{d1}$ , окружности выступов  $D_{e1}$  и окружности впадин  $D_{d2}$  неподвижной стандартной звездочки, выполненной по ГОСТ 591–69 с шагом  $t_1$  и числом зубьев  $Z_1$ .

Радиус впадин согласно ГОСТ 591–69 принимается равным, мм:

$$r = 0,5025D + 0,05, \quad (4)$$

где  $D$  – диаметр ролика цепи.

Смещение  $e$ -центров радиусов впадин принимается равным

$$e = 0,03t_1. \quad (5)$$

Угол заострения зубьев  $\gamma$  рекомендуют подбирать максимально возможным, не допуская при

этом заострения зубьев, которое определяется неравенством

$$2Kt_1 \operatorname{tg}(\gamma) + \frac{2r}{\cos \gamma} + e = S > 0, \quad (6)$$

где  $S$  – толщина зубьев при вершине;

$K$  – коэффициент высоты зубьев звездочек, определяемый по ГОСТ 591–69 в зависимости от отношения шага цепи к диаметру роликов  $t/D$ , и который при  $t/D = 1,4\dots2,0$  находится в пределах 0,48…0,565 [3].

При этом угол впадин зубьев будет составлять

$$\beta = \frac{360^\circ}{Z_2} + 2\gamma. \quad (7)$$

При известных значениях  $\beta$ ,  $r$  и  $e$  изготавливается дисковая фреза для нарезания зубьев звездочек с использованием делительной головки.

Спрофилированные и изготовленные таким образом зубья подвижной звездочки 7 (см. рис. 1) обеспечивают собираемость передачи при свободном входе и выходе из зацепления роликов цепи с зубьями звездочек 6 и 7.

Для обеспечения свободного обкатывания наружных прижимов по роликам цепи необходимо, чтобы вершины зубьев звездочек 6 и 7 не выступали над роликами, т.е. должно выполняться условие

$$D_{e1} = D_{e2} \leq d_{d1} + 2D. \quad (8)$$

Для обеспечения свободного входа роликов цепи в зацепление с зубьями корректированной звездочки 7 необходимо выполнить условие

$$c - 0,5S > t_1, \quad (9)$$

где  $t_1$  – шаг цепи с учетом увеличения вследствие износа;

$c$  – расстояние от центра радиуса  $r$  впадины зуба до вершины следующего зуба (рис. 2).

Величину  $c$  определяют из решения треугольника  $\Delta abc$  по формуле

$$c = a \frac{\sin C}{\sin A}, \quad (10)$$

где

$$\begin{aligned} a &= \frac{D_{e1}}{2} = 0,5t_1 \left( k + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z_1} \right); \\ C &= \frac{540^\circ}{Z_2}. \end{aligned}$$

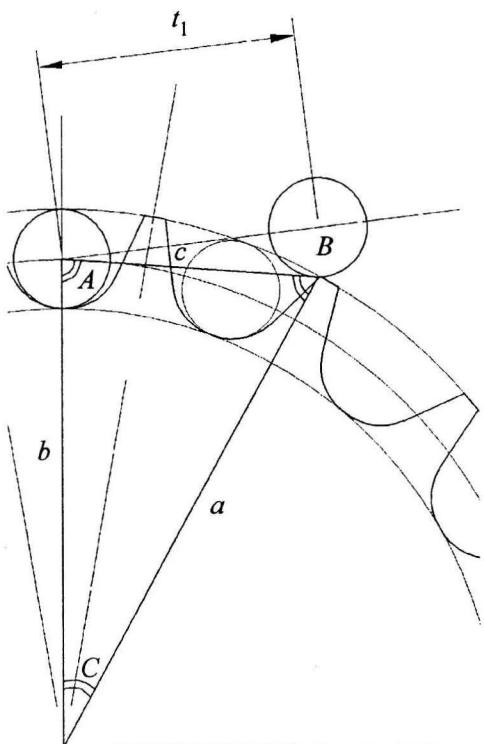


Рис. 2. Расчетная схема

Угол  $A$  определяют по выражению

$$A = 0,5[(A - B) + (A + B)],$$

где

$$A + B = 180^\circ - C;$$

$$A - B = 2 \operatorname{arctg} \frac{a - b}{a + b} \operatorname{ctg} \frac{C}{2};$$

$$b = \frac{d_{d1}}{2} = \frac{t_1}{2 \sin \frac{180^\circ}{z_1}}.$$

## Выводы

Анализ результатов исследований по обеспечению собираемости и работоспособности цепной волновой передачи внешнего зацепления позволил сделать следующие заключения:

1. Цепная волновая передача внешнего зацепления обеспечивает передачу вращательного движения между соосными валами с высокой редукцией при сравнительно малых габаритах.

2. Для обеспечения собираемости и работоспособности передачи используется корrigированная звездочка, которая при соблюдении условий (6), (8) и (9) не имеет заострения зубьев, обеспечивает свободный вход в зацепление и выход из зацепления роликов цепи с зубьями звездочек, а также свободное перекатывание наружных прижимов по роликам цепи.

## Список литературы

1. Рябов Г.К., Бушев С.В., Карапанов Е.В. Цепная волновая передача. Бюллетень изобретений, 1992. № 14.
2. Рябов Г.К., Сорокин А.В., Шураков М.Ю. Об области существования цепной волновой передачи с внешним зацеплением // Современные тенденции развития автомобилестроения в России: сб. трудов. ВНГК с между. участ. В 5 т. Тольятти: ТГУ, 2004. Т. 2. С. 219–222.
3. Рябов Г.К. Расчет цепных передач на ЭВМ. М.: Машиностроение, 1991. 64 с.

**С января 2006 г. выходит научно-технический и производственный журнал**

## **"Трение и смазка в машинах и механизмах"**

Проблемы трения, износа, смазочные материалы, триботехнические материалы, триботехнология, современные методы конструирования и расчета узлов трения машин, механизмов, электрических контактов и аппаратов. Новейшие исследования, методы и средства триботехнических испытаний.

Тепловые задачи трения, режимы трения и т.д.

Для широкого круга специалистов, занимающихся вопросами трения, износа и смазки в технике.

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

Тел.: (495) 268-38-42. Факс (495) 268-85-26, 269-48-97.

E-mail: sborka@mashin.ru

20139 – по каталогу "Роспечать";

39039 – по каталогу "Пресса России";

60253 – по каталогу "Почта России".

# СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ

Л.В. Божкова, д-р техн. наук, М.В. Вартанов, д-р техн. наук,  
Ю.Б. Монахова (МГТУ "МАМИ")

## Совершенствование технологии вибрационной сборки плоских деталей

Дана математическая модель динамики относительного движения плоской детали по поверхности диска ориентирующего устройства, которое представляет собой разомкнутую трехзвенную кинематическую цепь, имеющую три степени свободы. Доказано, что данное устройство относительного ориентирования обеспечивает устойчивое перемещение детали к центру диска.

The mathematical model of dynamics of relative movement of a flat detail on a surface of a disk of the focusing device which represents opened for three parts the kinematic circuit having three degrees of freedom is given. It is proved, that the given device of relative orientation provides steady moving a detail to the center of a disk.

Применение коррекции движения при сопряжении деталей предполагает наличие у сопрягаемых деталей фасок или достаточно большой зазор между ними. В случае, когда одна из сопрягаемых деталей является тонкой, выполнение фаски на ней может оказаться невозможным, а большой зазор может быть недопустим. В этих случаях, а также в случае хрупкой детали целесообразно применение сборочных вибрационных устройств. Характер движения вибрационного устройства должен обеспечить устойчивое перемещение центра масс детали по поверхности ориентирующего устройства вдоль траектории, которая асимптотически будет приближаться к центру гнезда диска.

Предлагается заменить звено, совершающее вращательное движение вокруг вертикальной неподвижной оси [1], звеном, осуществляющим вибрационные колебания вдоль этой оси. Такая замена должна увеличить зоны устойчивого движения детали к центру диска и уменьшить возможность заклинивания детали в процессе сборки. Предложено устройство, которое представляет собой разомкнутую кинематическую цепь, состоящую из трех звеньев и имеющую три степени свободы. Каждое звено этой цепи является ведущим и приводится в движение от отдельного привода.

Расчетная кинематическая схема этого сборочного устройства приведена на рис. 1.

Для обозначения введем четыре системы координат с общим началом в точке  $O$ :  $Ox_0y_0z_0$  – неподвижную;  $Ox_iy_iz_i$  ( $i = 1, 2$ ) – системы координат, жестко связанные с первыми двумя звеньями;  $O\xi\eta\zeta$  – жестко связанную с последним звеном, т. е. с ориентирующим диском.

Звено 1 (см. рис. 1) устройства совершает возвратно-поступательные вибрационные колебания вдоль оси  $Oz_0$  по закону

$$S = B \sin nt, \quad (1)$$

где  $B$  – амплитуда колебаний;

$n$  – круговая частота.

Звено 2 совершает вибрационные колебания вокруг горизонтальной оси  $Oy_2$ , а звено 3 (диск со стержнем) – вокруг оси  $O\xi$  соответственно по законам

$$\psi = A \sin kt, \quad \varphi = A \cos kt, \quad (2)$$

где  $A$  и  $k$  – соответственно амплитуда и круговая частота колебаний.

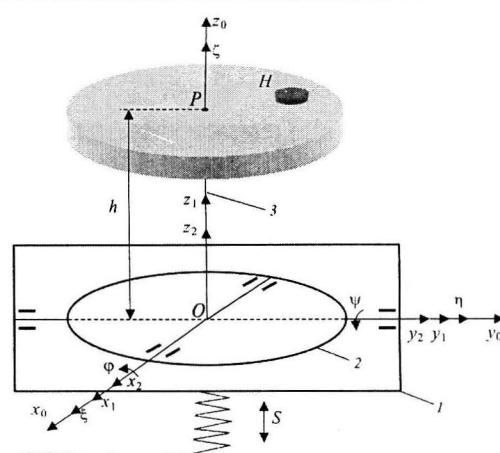
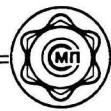


Рис. 1. Расчетная кинематическая схема ориентирующего устройства:  
1, 2, 3 – звенья ориентирующего устройства



Величины амплитуд колебаний  $A$ ,  $B$  и круговые частоты  $n$ ,  $k$ , а также длина стержня  $OP = h$  должны быть такими, чтобы каждая деталь, подаваемая на диск, перемещалась по его плоскости от периферии к центру.

Чтобы проанализировать влияние указанных параметров ( $A$ ,  $B$ ,  $n$ ,  $k$ ,  $h$ ), а также силы трения (коэффициент трения  $f$ ) на характер движения детали относительно ориентирующего устройства (диска), необходимо построить дифференциальные уравнения движения собственного центра масс относительно системы координат  $O\xi\eta\zeta$  и на их основе провести необходимый анализ.

Дифференциальные уравнения относительного движения материальной точки в векторной форме имеют вид [2]

$$m\bar{a}_r = m\bar{g} + \bar{N} + \bar{F}_{tp} + \bar{F}^{\text{п.ин}} + \bar{F}^{\text{к.ин}}, \quad (3)$$

где  $\bar{a}_r$  – относительное ускорение;

$m$  – масса плоской детали;

$\bar{g}$  – ускорение свободного падения;

$\bar{N}$  – нормальная реакция плоскости ориентирующего диска;

$\bar{F}_{tp}$  – сила трения скольжения между плоской деталью и диском;

$\bar{F}^{\text{п.ин}}$  – переносная сила инерции;

$\bar{F}^{\text{к.ин}}$  – кориолисова сила инерции.

При этом возможны два случая:

- точка движется по плоскости диска

$$(\zeta = h, \dot{\zeta} = 0, \ddot{\zeta} = 0, \bar{N} \neq 0, \bar{F}_{tp} \neq 0);$$

- точка движется после отрыва от плоскости диска

$$(\bar{N} = 0, \bar{F}_{tp} = 0, \dot{\zeta} \neq 0, \ddot{\zeta} \neq 0).$$

Рассмотрим случай, где движение материальной точки происходит без отрыва от плоскости диска. При этом дифференциальные уравнения движения (3) в проекциях на оси системы координат  $O\xi\eta\zeta$ , жестко связанной с ориентирующим диском, будут иметь вид

$$\begin{aligned} m\ddot{\xi} &= (mg)_\xi + \bar{F}_{tp\xi} + \bar{F}_\xi^{\text{п.ин}} + \bar{F}_\xi^{\text{к.ин}}, \\ m\ddot{\eta} &= (mg)_\eta + \bar{F}_{tp\eta} + \bar{F}_\eta^{\text{п.ин}} + \bar{F}_\eta^{\text{к.ин}}, \\ \hat{I} &= N + (mg)_\zeta + \bar{F}_\zeta^{\text{п.ин}} + \bar{F}_\zeta^{\text{к.ин}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Из (4) следует, что для построения динамической модели относительного движения точки необходимо найти проекции указанных выше сил на оси подвижной системы координат  $O\xi\eta\zeta$ .

Для определения проекций силы тяжести  $m\bar{g}$ , переносной  $\bar{F}^{\text{п.ин}}$  и кориолисовой  $\bar{F}^{\text{к.ин}}$  сил инерции целесообразно применить аппарат матриц преобразования однородных координат [3]. В результате построена матрица  $[B]$ , определяющая положение системы координат  $O\xi\eta\zeta$  относительно неподвижной системы координат:

$$[\hat{B}] = \begin{bmatrix} \cos\psi & \sin\psi \sin\phi & \sin\psi \cos\phi & 0 \\ 0 & \cos\phi & -\sin\phi & 0 \\ -\sin\psi & \cos\psi \sin\phi & \cos\psi \cos\phi & S \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

где  $\psi$ ,  $\phi$ ,  $S$  – обобщенные координаты данного устройства.

Подматрица направляющих косинусов

$$[e_{\hat{B}}] = \begin{bmatrix} \cos\psi & \sin\psi \sin\phi & \sin\psi \cos\phi \\ 0 & \cos\phi & -\sin\phi \\ -\sin\psi & \cos\psi \sin\phi & \cos\psi \cos\phi \end{bmatrix}. \quad (6)$$

Проекции любого вектора  $\bar{r}$  на оси системы координат  $O\xi\eta\zeta$  ( $r_\xi$ ,  $r_\eta$ ,  $r_\zeta$ ) можно определить по формуле

$$\begin{pmatrix} r_\xi \\ r_\eta \\ r_\zeta \end{pmatrix} = [e_B] \begin{pmatrix} r_x \\ r_y \\ r_z \end{pmatrix}, \quad (7)$$

где  $[e_B]$  – транспонированная подматрица направляющих косинусов (6);

$r_\xi$ ,  $r_\eta$ ,  $r_\zeta$  – проекции вектора  $\bar{r}$  на оси неподвижной системы координат.

Переносная и кориолисова силы инерции определены соответственно по формулам [2]:

$$\bar{F}^{\text{п.ин}} = -m\bar{a}_e, \quad (8)$$

$$\bar{F}^{\text{к.ин}} = -m\bar{a}_{\dot{e}}, \quad (9)$$

где  $\bar{a}^{\text{п.ин}}$  и  $\bar{a}^{\text{к.ин}}$  – соответственно переносное и кориолисово ускорения точки.

Таким образом, на основании (4) с учетом (5)–(9) дифференциальные уравнения движения

точки по выбириющему диску можно представить в виде

$$\begin{aligned}\ddot{\xi} &= \hat{O}_1(t) + \frac{1}{m} \bar{F}_{\text{tp}\xi}, \\ \ddot{\eta} &= \hat{O}_2(t) + \frac{1}{m} \bar{F}_{\text{tp}\eta}, \\ \frac{1}{m} N &= \hat{O}_3(t),\end{aligned}\quad (10)$$

где

$$\begin{aligned}\hat{O}_1(t) &= g \sin \psi + \xi \dot{\psi}^2 - \eta \dot{\psi} \sin \phi - 2 \eta \dot{\phi} \dot{\psi} \cos \phi - \\ &- h \psi \cos \phi + 2 h \dot{\phi} \dot{\psi} \sin \phi - 2 \dot{\eta} \dot{\psi} \sin \phi + \ddot{S} \sin \psi; \\ \hat{O}_2(t) &= -g \cos \psi \sin \phi + \xi \dot{\psi} \sin \phi + \eta \dot{\psi}^2 \sin^2 \phi + \eta \dot{\phi}^2 + \\ &+ h \dot{\psi}^2 \cos \phi \sin \phi + h \dot{\phi} + 2 \xi \dot{\psi} \sin \phi - \ddot{S} \cos \psi \sin \phi; \\ \hat{O}_3(t) &= g \cos \psi \cos \phi - \xi \dot{\psi} \cos \phi - \eta \dot{\psi}^2 \sin \phi \cos \phi + \\ &+ \eta \dot{\phi} - h \dot{\psi}^2 \cos^2 \phi + h \dot{\phi}^2 + 2 \dot{\eta} \dot{\phi} - 2 \xi \dot{\psi} \cos \phi + \\ &+ \ddot{S} \cos \psi \cos \phi.\end{aligned}\quad (11)$$

Проекции сил трения скольжения на оси  $\xi$  и  $\eta$  найдем по формулам:

$$\begin{aligned}\frac{1}{m} F_{\text{tp}\xi} &= -f \frac{\dot{\xi}}{\sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2}} \hat{O}_3(t); \\ \frac{1}{m} F_{\text{tp}\eta} &= -f \frac{\dot{\eta}}{\sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2}} \hat{O}_3(t),\end{aligned}\quad (12)$$

если  $\dot{\xi}$  и  $\dot{\eta}$  одновременно не равны 0;

$$\begin{aligned}\frac{1}{m} F_{\text{tp}\xi} &= -\hat{O}_1(t), \\ \frac{1}{m} F_{\text{tp}\eta} &= -\hat{O}_2(t), \text{ если } \dot{\xi} = 0 \text{ и } \dot{\eta} = 0.\end{aligned}\quad (13)$$

В момент отрыва точки от ориентирующего диска нормальная реакция плоскости диска равна нулю

$$N = 0. \quad (14)$$

На основании (14) с учетом третьего уравнения системы (10) можно получить уравнение, позволяющее определить моменты времени, в которые точка будет отрываться от плоскости диска:

$$\hat{O}_3(t) = 0, \quad (15)$$

где  $\hat{O}_3(t)$  определяется по (11).

Аналогично получена система дифференциальных уравнений движения точки после ее отрыва от плоскости диска

$$\begin{aligned}\ddot{\xi} &= \hat{O}_4(t), \\ \ddot{\eta} &= \hat{O}_5(t), \\ \ddot{\zeta} &= \hat{O}_6(t),\end{aligned}\quad (16)$$

где

$$\begin{aligned}\hat{O}_4(t) &= g \sin \psi + \xi \dot{\psi}^2 - \eta \dot{\psi} \sin \phi - 2 \eta \dot{\phi} \dot{\psi} \cos \phi - \\ &- \zeta \dot{\psi} \cos \phi + 2 \zeta \dot{\phi} \dot{\psi} \sin \phi - 2 \dot{\zeta} \dot{\psi} \cos \phi - 2 \dot{\eta} \dot{\psi} \sin \phi + \ddot{S} \sin \psi; \\ \hat{O}_5(t) &= -g \cos \psi \sin \phi + \xi \dot{\psi} \sin \phi + \eta \dot{\psi}^2 \sin^2 \phi + \eta \dot{\phi}^2 + \\ &+ \zeta \dot{\psi}^2 \cos \phi \sin \phi + \zeta \dot{\phi} + 2 \dot{\xi} \dot{\psi} \sin \phi + 2 \dot{\zeta} \dot{\phi} - \ddot{S} \cos \psi \sin \phi; \\ \hat{O}_6(t) &= -g \cos \psi \cos \phi + \xi \dot{\psi} \cos \phi + \eta \dot{\psi}^2 \sin \phi \cos \phi - \eta \dot{\phi} + \\ &+ \zeta \dot{\psi}^2 \cos^2 \phi + \zeta \dot{\phi}^2 - 2 \dot{\eta} \dot{\phi} + 2 \dot{\xi} \dot{\psi} \cos \phi - \ddot{S} \cos \psi \cos \phi.\end{aligned}\quad (17)$$

Момент времени, когда точка возвращается на плоскость ориентирующего диска, определяют соотношением

$$\zeta = h. \quad (18)$$

Для дальнейшего интегрирования системы дифференциальных уравнений (10), соответствующих случаю движения детали по плоскости ориентирующего диска (после возвращения ее на диск), при записи начальных условий было введено допущение, что удар был абсолютно неупругим при возвращении детали на диск.

Полученная математическая модель динамики относительного движения детали была реализована на компьютере.

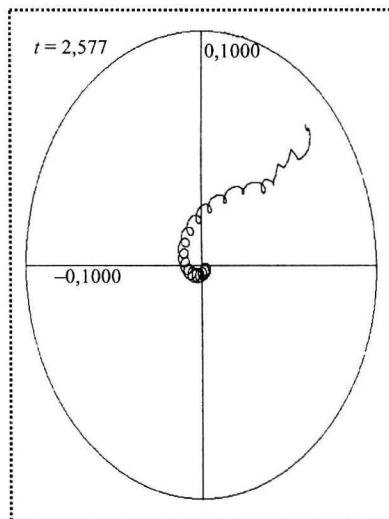


Рис. 2. Траектория движения центра масс детали по плоскости ориентирующего диска



В качестве примера на рис. 2 показана траектория движения центра масс плоской детали по плоскости ориентирующего диска при следующих значениях параметров:  $k = 60 \text{ с}^{-1}$ ;  $n = 70 \text{ с}^{-1}$ ;  $f = 0,5$ ;  $h = 0,04 \text{ м}$ .

### Вывод

Анализ численного решения показывает, что вибрации устройства в вертикальном направлении не на-

рушили характер асимптотического движения центра масс плоской детали к центру монтажа. В то же время указанные вибрации должны снижать вероятность за-клинивания детали в процессе сопряжения, что предполагается проверить экспериментально.

### Список литературы

1. Божкова Л.В., Чуканова О.В. Математическая модель динамики сборочного вибрационного устройства // Наука производству, 1998. № 9. С. 52–56.

УДК 621.717

**В.В. Непомилуев, д-р техн. наук**  
(Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева)

## Исследование возможностей повышения качества изделий при сборке

Дано теоретическое описание процесса сборки на основе замыкающего звена размерной цепи. Рассмотрены различные методы повышения качества изделий.

*The theoretical description of process of assembly on the basis of a closing part of a dimensional circuit is given. Various methods of improvement of quality of products are considered.*

Процесс сборки можно представить как процесс формирования замыкающего звена размерной цепи. Такой подход позволяет использовать основные методы и понятия теории размерного анализа при рассмотрении возможностей повышения качества сборки, поскольку понятия "размер" ("величина") и "допуск" могут быть отнесены к любому количественному показателю качества.

В качестве объекта рассмотрим простейшее изделие, состоящее из двух деталей  $A_1$  и  $A_2$  с размерами  $10^{+0,1} \text{ мм}$  (рис. 1).

Необходимо обеспечить точность замыкающего звена  $A_\Sigma$ , величина которого должна составлять  $20^{+0,2} \text{ мм}$ .

Для повышения качества изделия необходимо стремиться к уменьшению вариабель-

ности, т.е. разброса величины замыкающего звена. Эта задача может быть решена несколькими технологическими способами.

### Традиционные способы

При расчете величины замыкающего звена на максимум-минимум воспользуемся известной формулой

$$\omega A_\Delta = \sum_{i=1}^n \xi_i |TA_i|,$$

где  $\omega A_\Delta$  – поле рассеяния замыкающего звена;

$TA_i$  – допуски составляющих звеньев;

$n$  – количество звеньев в размерной цепи;

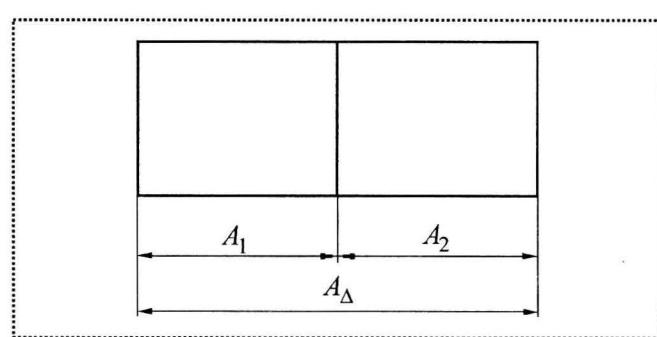


Рис. 1. Схема размерной цепи



$\xi$  – коэффициент влияния, характеризующий степень влияния составляющего звена на замыкающее;

$\xi = +1$  – для увеличивающих звеньев плоских параллельных размерных цепей.

При использовании традиционных методов сборщик наугад берет собираемые детали, а удовлетворительность или неудовлетворительность полученного в результате параметра качества оценивают уже после сборки. Таким образом, сам процесс суммирования погрешностей деталей при образовании сборочного соединения неуправляем и для обеспечения высокого качества сборки изделия необходимо выполнить одно из следующих мероприятий:

- уменьшить допуски на составляющие звенья размерной цепи;
- использовать при сборке методы компенсации (регулирования или пригонки).

Сущность, преимущества и недостатки этих способов хорошо известны и описаны в соответствующей литературе. Их использование не всегда позволяет получить нужный результат с приемлемыми затратами.

### Использование налаженных технологических процессов (ТП) для изготовления деталей

Одним из признаков налаженности процесса является распределение размеров изготовленных деталей по нормальному закону. В табл. 1 приведены результаты компьютерного моделирования (в MS Excel были сгенерированы четыре выборки случайных чисел, соответствующих допустимым размерам деталей  $A_1$  и  $A_2$ , распределенных по равномерному и нормальному законам, объемом по 100 деталей каждая; во всех случаях все детали годные) процесса сборки изделия из деталей, изготовленных с помощью разложенных (равномерное распределение размеров) и налаженных (нормальное распределение размеров) технологических процессов. Здесь же приведены рассчитанные значения стандартных отклонений  $\sigma$ , полей рассеяния замыкающего звена  $\omega A_{\Delta}$  и индексов способности процесса  $C_p$ .

Анализ приведенных в табл. 1 данных говорит о том, что изменение закона распределения размеров составляющих звеньев на нормальный позволяет при неизменных требованиях к деталям (в обоих случаях  $TA_i$  – допуски составляющих звеньев – остаются одинаковыми) существенно повысить качество соб-

ранного изделия. Для реализации преимуществ этого способа необходимо обеспечить статистическую управляемость технологического процесса, например, с помощью контрольной карты. В некоторых случаях сделать это невозможно. В качестве примера можно привести мелкосерийное производство и обработку деталей на ненастроенных станках при использовании метода пробных ходов и промеров в единичном производстве.

### Использование метода индивидуального подбора деталей

При использовании традиционных методов сборки процесс суммирования погрешностей деталей неуправляем. Для обеспечения высокого качества сборки изделия необходимо либо уменьшать допуски на изготовление его деталей, либо осуществлять компенсацию. Этого недостатка лишен метод индивидуального подбора деталей, основанный на рассмотрении всех или некоторой части возможных вариантов и выборе лучшего из них для практической реализации.

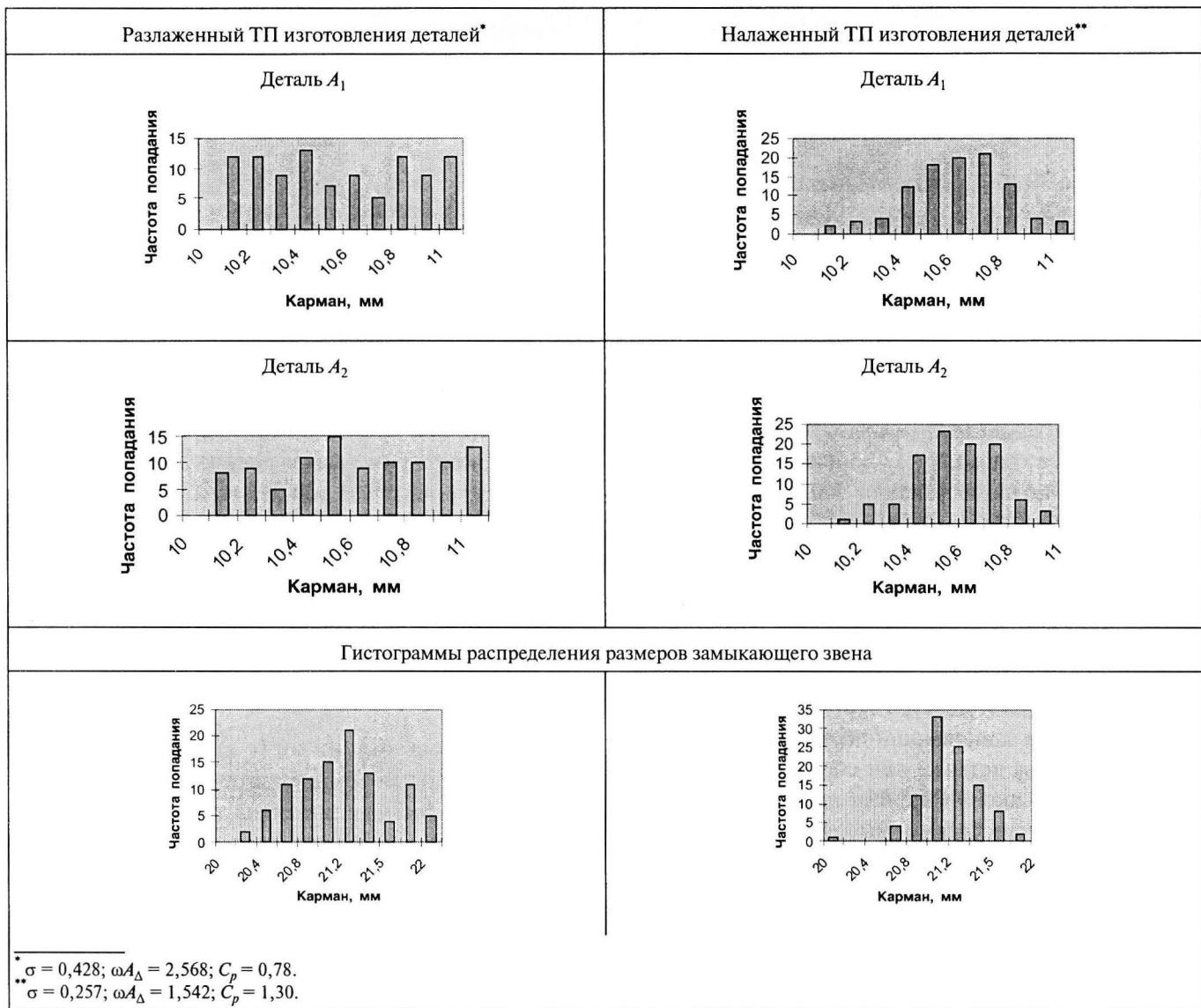
Непосредственное применение такого способа при сборке изделия, когда количество возможных вариантов соединения деталей может превышать десятки миллионов, невозможно. Выход – в автоматизации процесса индивидуального подбора деталей с помощью компьютера и превращение метода индивидуального подбора в компьютерную технологию [1].

Индивидуальный подбор деталей можно осуществлять по различным алгоритмам, существенно различающимся по трудоемкости их осуществления. Предварительные исследования показывают, самый простой алгоритм подбора – путем упорядочения размеров – обладает соизмеримыми возможностями по сравнению с другими. Исследования в этом направлении проводились автором совместно с Е.А. Майоровой.

Сущность алгоритма заключена в следующем. Величины действительных размеров собираемых деталей, находящихся в данный момент на сборочном складе, вносятся в базу данных компьютера. Имеющиеся в базе данных значения размеров деталей  $A_{1i}$  и  $A_{2j}$  распределяются:  $A_{1i}$  – по возрастанию,  $A_{2j}$  – по убыванию. Затем столбцы упорядоченных значений  $A_{1i}$  и  $A_{2j}$  суммируют, образуя замыкающее звено  $A_{\Delta k}$ .



**1. Гистограммы распределения размеров составляющих и замыкающих звеньев при использовании разложенных и наложенных ТП**



\*  $\sigma = 0,428$ ;  $\omega A_{\Delta} = 2,568$ ;  $C_p = 0,78$ .

\*\*  $\sigma = 0,257$ ;  $\omega A_{\Delta} = 1,542$ ;  $C_p = 1,30$ .

Такое моделирование производили для деталей, полученных с помощью разложенных и наложенных технологических процессов. В обоих случаях рассматривали по 100 деталей. Результаты представлены в табл. 2.

В обоих случаях получили практически идентичные результаты: разброс качества собранного изделия сокращается в 6–12 раз.

Таким образом, самым существенным преимуществом данного способа является возможность резкого роста качества изготавливаемого изделия без повышения требований к допускам на детали и без рис-

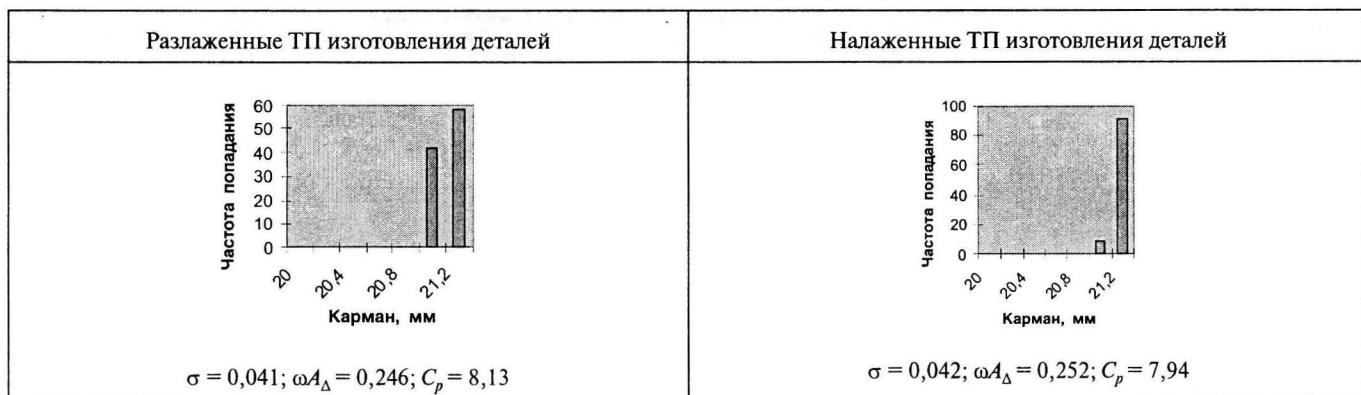
ка получения дефектного изделия при физическом осуществлении процесса сборки (поскольку при компьютерном моделировании процесса сборка носит виртуальный характер).

Недостатками способа являются:

- дополнительные затраты на контроль и компьютерную комплектацию деталей;
- зависимость достигаемого качества и его стабильности от количества находящихся на сборочном складе деталей.

Для иллюстрации в табл. 3 и на рис. 2 приведены результаты компьютерного моделирования процес-

## 2. Гистограммы распределения размеров, мм, замыкающих звеньев при использовании метода индивидуального подбора деталей



са сборки при наличии на сборочном складе различного количества деталей (для получения значимых результатов в каждом случае общее число рассмотренных вариантов составляло 300, распределение размеров деталей соответствовало норме).

Из данных видно, что уменьшение количества деталей на сборке приводит не только к уменьшению достигаемого качества, но и к увеличению его нестабильности. Таким образом, чем меньше объемы выпуска продукции, тем в меньшей степени проявляются преимущества этого способа.

Несмотря на зависимость достигаемого качества от количества деталей при сборке, рассмотренный способ можно применять даже в единичном производстве, если собираемые детали могут занимать друг относительно друга различные положения. Применение такой технологии дает возможность подобрать собираемые детали и их относительное положение, чтобы они в максимально возможной степени компенсировали погрешности друг друга.

В "ручном" варианте такой способ используют, например, при сборке роторов газотурбинных двигателей, когда разворотом дисков друг относительно друга добиваются минимальных значений биений контрольных поверхностей. Использование компьютера позволяет на порядки уменьшить трудоемкость процесса подбора при одновременном повышении его качества, поскольку может быть рассмотрено гораздо большее количество вариантов по сравнению с "ручным" выполнением этой работы.

При использовании этого способа в производстве оптимальная комплектация собираемого изделия должна быть произведена технологом на компьютере, находящемся в техотделе. В цех, на рабочее место сборщиков, должен поступать уже

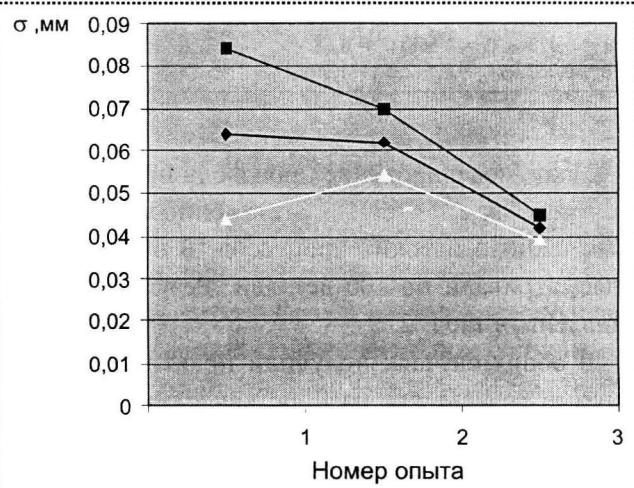
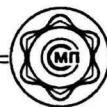


Рис. 2. Изменение стандартного отклонения  $\sigma$  величины замыкающего звена при изменении запасов на сборочном складе:  
 —◆— среднее; —■— верхняя граница; —▲— нижняя граница



подобранный комплект деталей, подлежащих сборке, с указанием относительного положения, которое они должны иметь в собираемом изделии. Поскольку в данном случае необходимые изменения технологии и организации производства минимальны, способ может быть реализован без реинжиниринга существующих производственных процессов.

### **Изготовление второй сопрягаемой детали с учетом действительного размера готовой первой сопрягаемой детали**

При использовании данного способа сначала изготавливают ту из сопрягаемых деталей, требования к качеству которой наиболее трудно достижимы. После изготовления первой сопрягаемой детали производят ее контроль и полученный действительный размер передают в систему управления станка, выполняющего окончательную обработку второй сопрягаемой детали. Станок настраивают на операционный размер, рассчитываемый с учетом действительного размера первой детали, а не на середину поля допуска заданного в технологической карте операционного размера. В результате общая погрешность при сборке изготовленной таким образом пары деталей уменьшается на величину погрешности наиболее сложной в технологическом отношении детали. В большинстве случаев это очень существенно.

Такой способ используют в единичном и ремонтном производстве, когда обе детали изготавливает один рабочий (работа "по месту"). Однако прямое копирование способа в целях использования его в серийном производстве невозможно, поскольку неизбежно возникнут практически неразрешимые проблемы.

*Для эффективной реализации данного способа в серийном производстве необходимо:*

- ◆ наличие оборудования с ЧПУ для обеспечения возможности оперативной коррекции настроенных размеров;
- ◆ реинжиниринг существующего производственного процесса.

Реинжиниринг основан на отыскании устаревших правил и фундаментальных допущений, на ко-

торых строится работа, и решительном разрыве с ними. В данном случае наиболее фундаментальным из устаревших допущений является принцип разделения труда. Существующие в настоящее время принципы организации труда в механизированном производстве основаны на допущениях относительно технологии, людей и целей организации, которые уже давно не соответствуют действительности [2]. Такие схемы организации труда укоренились настолько глубоко, что, несмотря на все их недостатки, уже сложно представить, чтобы работу выполняли иначе.

Современные станки с ЧПУ могут непосредственно взаимодействовать с компьютерной сетью, что позволяет выполнять процессы изготовления собираемых деталей взаимосвязанно даже в тех случаях, когда они разделены территориально.

Одновременное исполнение различных технологических процессов экономит времени, но в фазе интеграции их результатов — при сборке — возникают проблемы. *Новый принцип взаимосвязанности технологических процессов изготовления собираемых деталей рекомендует координировать соответствующие действия в процессе их совершения, а не по окончании процессов.* Практическое осуществление этого способа вполне возможно, но требует дальнейших исследований.

### **Сортировка готовой продукции**

Данный способ, несмотря на свою "архаичность", используется до сих пор. Наиболее сложной проблемой в данном случае является реализация "второсортной" продукции. Тем не менее ее решение возможно. Например, подобная продукция может быть реализована в тех местах, где ответственность производителя либо уменьшена, либо вообще отсутствует.

### **Список литературы**

1. Непомилуев В.В. Технология виртуальной сборки — способ автоматизации индивидуального подбора деталей // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2000. № 1. С. 31–35.
2. Робсон М., Уллах Ф. Практическое руководство по реинжинирингу бизнес-процессов / пер. с англ. под ред. Н.Д. Эриашвили. М.: Аудит, ЮНИТИ, 1997. 224 с.

# СБОРОЧНО-СВАРОЧНЫЕ РАБОТЫ. ПАЙКА

А.И. Рыжков, канд. техн. наук, Б.Ф. Хазов, д-р техн. наук (г. Тольятти)

## Отказы и предельное состояние технологического оборудования сварки кузовов в массовом производстве автомобилей

Приведен анализ критического времени простоя при неплановом ремонте оборудования технологического комплекса сварки кузовов при массовом производстве автомобилей.

*The analysis of structure of a labour shift in conditions of mass production of bodies of cars with a view of a substantiation of values of a critical idle time is resulted at not scheduled repair of the equipment of a technological complex of welding of bodies and influence of this idle time on economic losses of manufacture as a whole, as defines the proved choice of criteria of refusals and limiting conditions of bodies.*

Технологические комплексы сварки (ТКС) кузовов автомобилей функционируют в жестком режиме времени и при насыщенной программе выпуска продукции.

Отказ технологического оборудования ТКС кузовов в рабочее время может возникать по различным причинам: при потере работоспособности отдельных его элементов, при нарушении точности выполнения отдельных технологических переходов процесса сварки кузовных деталей. В обоих случаях для устранения причины отказа необходимо выполнять ремонт различной сложности.

Для выполнения ремонтных работ в рабочее время у каждой технологической линии или сварочной машины автономного функционирования имеется избыточное время  $t_{изб}$ . Технологические линии ТКС кузовов имеют склады-накопители кузовных деталей, которые работают во время проведения ремонта, в результате чего техпроцесс сварки кузовов не останавливается.

Дополнительным резервным временем  $t_{рез}$  в рабочей смене является планируемое нормативное время ежесменного технического обслуживания  $t_{э.о}^h$  технологического оборудования ТКС кузовов, но только при обслуживании до начала рабочей смены.

Тогда общее резервное время для выполнения ремонтных работ в рабочей смене определяют по сумме

$$t_{рез} = t_{э.о}^h + t_{изб}. \quad (1)$$

В рабочем времени смены  $t_{см}^h = 480$  мин имеется еще два нормативных 10-минутных перерыва на отдых рабочих  $\Delta t_{отд}^h = 20$  мин, в течение которых все виды оборудования ТКС кузовов прекращают свое функционирование.

Для нормального функционирования ТКС кузовов необходимо еще выполнить обязательное условие – сохранить неубывающий запас склада-накопителя. Это возможно, если остаточное избыточное время после выполнения сменного задания  $V_s$  будет больше времени расходования кузовных деталей со склада-накопителя в период выполнения ремонтных работ.

Все эти условия массового производства кузовов позволяют классифицировать последствия отказов и предельных состояний (ПС) технологического оборудования технологического процесса.

Классификация критичности последствий отказов и ПС объектов ТКС и их анализ являются исходной информацией для обеспечения требуемой ремонтопригодности при проектировании этих объектов, при проектировании режимов их технического обслуживания и ремонтов, при оценке эффективности функционирования и модернизации действующего технологического оборудования.

Исходной информацией для оценки критичности последствий отказов и ПС функционирования ТКС кузовов является структура рабочей смены (рис. 1) рассматриваемого технологического оборудования комплекса при его работоспособном состоянии.

*В состав исходной информации входят следующие данные технической характеристики рассматриваемого технологического оборудования и нормативы производственного процесса:*

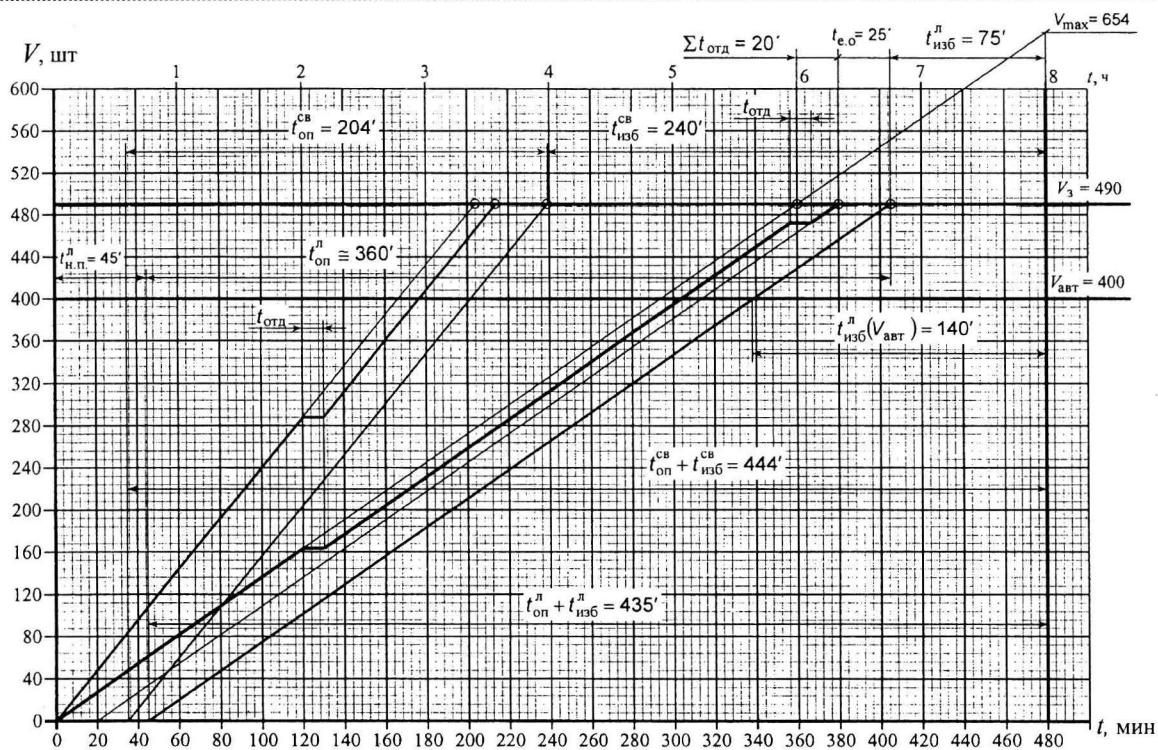


Рис. 1. Структура времени рабочей смены для сварочной машины и технологической линии

- время цикла изготовления рассматриваемой кузовной детали  $t_u$ , с;
- нормативные значения:
  - времени рабочей смены  $t_{sm}^n$ , мин;
  - суммарного времени отдыха рабочих за смену  $\Sigma t_{on}^n$ , мин;
  - времени ежесменного технического обслуживания рассматриваемого технологического оборудования  $t_{e,o}^n$ , мин;
- программный объем выпуска кузовов для сборки автомобилей данной модели  $V_{aut}$ , шт;
- допустимый процент от  $V_{aut}$  неисправимого брака (несоответствия)  $\Delta_{bp}$ , %;
- процент от  $V_{aut}$  выпуска кузовов в запасные части  $\Delta_{3,4}$ , %;
- полный объем кузовных деталей в складе-накопителе (для технологических линий сварки)  $V_{skl}$ , шт.

По полученной исходной информации определяют все расчетные параметры функционирования технологического оборудования ТКС кузовов:

- ♦ вычисляют суммарное сменное задание сварки кузовов автомобилей  $V_3$  рассматриваемой модели с учетом поставок в запасные части и выполнения дополнительных работ по возмещению несоответствий (шт):

$$V_3 = V_{aut} \left( 1 + \frac{\Delta_{3,4} + \Delta_{bp}}{100} \right); \quad (2)$$

♦ определяют значения оперативного (станочного) времени  $t_{on}$  функционирования работоспособного технологического оборудования, которое необходимо и достаточно для обеспечения выпуска кузовов по сменному заданию  $V_3$  и для сборки автомобилей  $V_{aut}$  на главном конвейере (мин):

- для каждой из технологических линий сварки

$$t_{on}^n = V_3 t_u / 60; \quad (3)$$

$$t_{on}^n (V_{aut}) = V_{aut} t_u / 60; \quad (3a)$$

- для отдельных сварочных машин

$$t_{on}^{CB} = V_3 t_u^{CB} / 60; \quad (4)$$

$$t_{on}^{CB} (V_{aut}) = V_{aut} t_u^{CB} / 60, \quad (4a)$$

где  $t_{on}^{CB}$  — суммарное оперативное время работы технологического оборудования в течение рабочей смены при полном выполнении сменного задания  $V_3$  соответственно линии, сварочной машины;



$t_{\text{оп}}^{\text{л(св)}}(V_{\text{авт}})$  – то же при выполнении объема работы  $V_{\text{авт}}$  сварки изделий для сборки автомобилей по программе линией (сварочной машиной);

♦ вычисляют избыточное  $t_{\text{изб}}$  время рабочей смены для технологических линий и сварочных автономных машин большой производительности  $t_{\text{ц}}^{\text{св}} \geq 0,5t_{\text{ц}}^{\text{н}}$ , для которых используется только одна остановка на отдых рабочих (мин):

- при выполнении сменного задания  $V_3$

$$t_{\text{изб}}^{\text{л}} = t_{\text{см}}^{\text{н}} - (t_{\text{оп}}^{\text{л}} + t_{\text{с.о}}^{\text{н}} + \Delta t_{\text{отд}}^{\text{н}}), \quad (5)$$

$$t_{\text{изб}}^{\text{св}} = t_{\text{см}}^{\text{н}} - (t_{\text{оп}}^{\text{св}} + t_{\text{с.о}}^{\text{н}} + t_{\text{отд}}^{\text{н}}); \quad (5\text{a})$$

- при выполнении объема выпуска кузовов для сборки автомобилей на главном конвейере

$$t_{\text{изб}}^{\text{л}}(V_{\text{авт}}) = t_{\text{см}}^{\text{н}} - [t_{\text{оп}}^{\text{л}}(V_{\text{авт}}) + t_{\text{с.о}}^{\text{н}} + \Sigma t_{\text{отд}}^{\text{н}}], \quad (6)$$

$$t_{\text{изб}}^{\text{св}}(V_{\text{авт}}) = t_{\text{см}}^{\text{н}} - [t_{\text{оп}}^{\text{св}}(V_{\text{авт}}) + t_{\text{с.о}}^{\text{н}} + t_{\text{отд}}^{\text{н}}], \quad (6\text{a})$$

где  $t_{\text{изб}}^{\text{л(св)}}$  – избыточное время рабочей смены технологического оборудования при полном выполнении сменного задания  $V_3$  по сварке кузовных деталей, узлов или кузовов в целом и используемое в пополнении расхода склада-накопителя и ремонта по восстановлению работоспособности технологического оборудования после отказа (линий, сварочной машины);

$t_{\text{изб}}^{\text{л(св)}}(V_{\text{авт}})$  – то же при выполнении объема работ по сварке изделий  $V_{\text{авт}}$  для сборки автомобилей данной модели на главном конвейере по заданной программе их выпуска (линией, сварочной машиной);

$t_{\text{см}}^{\text{н}}$  – нормативное время рабочей смены,  $t_{\text{см}}^{\text{н}} = 480$  мин.

На рис. 1 представлены совмещенные на одном графике структуры рабочей смены технологической линии сварки кузовных деталей автомобилей ВАЗ-2110 и автономной сварочной машины для сборки мелких кузовных деталей той же модели автомобилей.

Обоснование критичности последствий отказов и ПС технологических комплексов вообще, и ТКС кузовов автомобилей, в частности, выполняется путем анализа структуры времени рабочей смены при ремонте аварийных ситуаций. При этом устанавливают сами понятия отказов и предельных состояний для конкретного технологического оборудования.

Уровень критичности последствий отказов и ПС ТКС кузовов определяют тремя основными параметрами: параметром структуры рабочей смены  $t_{\text{изб}}$ , параметром склада-накопителя  $t_{\text{скл}}$  и параметром ремонтного воздействия  $t_{\text{рем}}$ . В их взаимосвязях раскрываются и обосновываются классифицируемые уровни критичности.

Избыточное время рабочей смены для различных ремонтных ситуаций определяют по выражениям (5) и (6), а время полного расходования (наполнения) склада-накопителя  $t_{\text{скл}}$  вычисляют по формуле, мин:

$$t_{\text{скл}} = V_{\text{скл}} t_{\text{ц}} / 60, \quad (7)$$

где  $V_{\text{скл}}$  – полный объем кузовных деталей в складе-накопителе, шт.

Имея расчетные значения  $t_{\text{с.о}}^{\text{н}}$ ,  $t_{\text{изб}}$ ,  $t_{\text{скл}}$ , можно обосновать критичность последствий простоев технологического оборудования по восстановлению его работоспособного состояния после отказа или ПС.

Если за рабочее время смены, продолжительность одной  $t_{\text{ост}}$  остановки (простоя) линии, имеющей склад-накопитель, не превысила нормативного времени  $t_{\text{с.о}}^{\text{н}}$  ежесменного технологического обслуживания

$$t_{\text{ост}} \leq t_{\text{с.о}}^{\text{н}} \quad (8)$$

и расход склада-накопителя за время  $t_{\text{ост}}$  восстановлен в полном объеме  $V_{\text{скл}}$  в избыточное время  $t_{\text{изб}}$  смены, то такое состояние технологической линии соответствует всем нормативным требованиям к параметрам ее функционирования.

По этой причине такая остановка технологической линии не считается отказом, а регистрируется как выполнение ежесменного технического обслуживания, предусмотренного в нормативном времени рабочей смены (см. рис. 2).

Последующие (более сложные) ремонтные ситуации по восстановлению работоспособности технологического оборудования после отказов или ПС представлены в табл. 1. В табл. 1 рассмотрены одиннадцать ремонтных ситуаций разной критичности, восемь из которых относятся к технологическим линиям со складами-накопителями и три к технологическому оборудованию без складов-накопителей.

Каждая ремонтная ситуация после отказов или ПС оценивается по критичности ее последствий по четырем признакам:

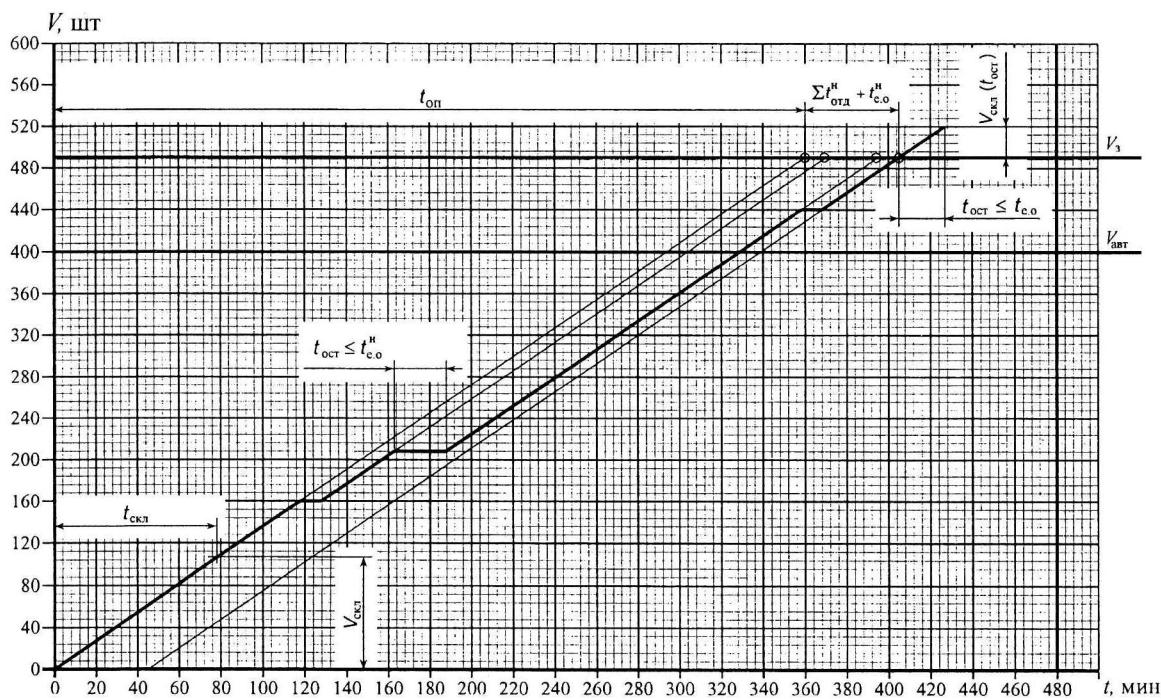


Рис. 2. Структура времени рабочей смены технологической линии со складом-накопителем при потере работоспособного состояния не более  $t_{\text{oct}} \leq t_{\text{c.o.}}^{\text{h}}$

- ◆ по времени простоя оборудования в рабочей смене в определенных диапазонах;
- ◆ по фактическому выполнению сменного задания по выпуску кузовов для сборки автомобилей  $V_{\text{авт}}$  и в запасные части;
- ◆ по фактическому объему заполнения склада-накопителя после его расходования во время аварийного ремонта;
- ◆ по экономическим последствиям отказа или ПС технологического оборудования, включая себестоимости ремонтов, ежесменного ТО, дополнительной заработной платы за работу в ночную смену по заполнению складов-накопителей, а также упущенную возможность получения выручки от реализации товарной продукции в виде автомобилей и кузовов в качестве запасных частей.

Все эти признаки легко контролируются в процессе производства по основным документам его производственно-экономической деятельности. Поэтому при любой остановке технологической линии (или сварочной машины) за время  $t_{\text{рем}} > t_{\text{c.o.}}^{\text{h}}$  фиксируется событие отказа технологического оборудования и, в зависимости от продолжительности ремонта  $t_{\text{рем}}$ , данный отказ может быть отнесен к различным уровням критичности.

В табл. 1 ремонтная ситуация № 1 относится к последствиям некритического отказа, поскольку в избыточное время уверенно выполняется и сменное задание по выпуску кузовов, и полностью пополняется кузовными деталями склад-накопитель.

Ремонтная ситуация № 2 по продолжительности простоя оборудования в рабочее время может достичь половины имеющегося резервного времени, поэтому такое состояние технологической линии является критическим, поскольку по каким-либо причинам оставшегося после выполнения сменного задания  $V_3$  избыточного  $t_{\text{изб}}$  времени рабочей смены может оказаться недостаточно для полного восстановления расхода  $V_{\text{скл}}^{\text{расх}}$  склада-накопителя в требуемом объеме. Когда фактический  $V_{\text{скл}}^{\text{факт}}$  объем наполнения склада будет меньше его расходной части  $V_{\text{факт}}^{\text{скл}} < V_{\text{скл}}^{\text{расх}}$ , что приведет к опасности работы второй смены с неполным объемом склада. Такая ремонтная ситуация представлена на рис. 3.

Для технологических линий со складами-накопителями все последующие ремонтные ситуации по восстановлению работоспособности относят к предельным состояниям со следующими основными признаками.



**1. Классификация критичности последствий отказов и предельных состояний ТКС кузовов автомобилей (при  $t_{\text{скл}} < t_{\text{с.о.}}^{\text{H}} + t_{\text{изб}}$ )**

| № ремонт-ных ситуа-ций   | Признаки последствий отказов и предельных состояний  |   |   |   | Уровень критичности последствий отказов (предельных состояний) |  |
|--|--|---|---|---|--|--|
|  | по времени простоя в смене в аварийном ремонте $t_{\text{рем}}$  | по фактическому выпуску кузовов в течение рабочей смены $V_{\text{факт}}$ | по фактическому объему заполнения склада-накопителя в избыточное время рабочей смены $V_{\text{скл}}$ | по экономическим последствиям в смену от отказов (ПС) технологического оборудования     |  |  |
| Технологические линии со складами-накопителями                   |  |   |   |   |  |  |
| 1  | $t_{\text{с.о.}}^{\text{H}} < t_{\text{рем}} \leq \frac{1}{2} t_{\text{скл}}$                            | $V_{\text{авт}} < V_{\text{факт}} = V_3$                                  | $V_{\text{факт}}^{\text{скл}} = V_{\text{скл}}$   | $C_{\text{рем}} > C_{\text{с.о.}}$  | Отказ некритический  |  |
| 2  | $\frac{1}{2} t_{\text{скл}} < t_{\text{рем}} \leq \frac{t_{\text{с.о.}}^{\text{H}} + t_{\text{изб}}}{2}$ |   |   | $C_{\Sigma} = C_{\text{рем}}$   | Отказ критический  |  |
| 3  | $t_{\text{скл}} = t_{\text{рем}} > \frac{t_{\text{с.о.}}^{\text{H}} + t_{\text{изб}}}{2}$                | $V_{\text{авт}} < V_{\text{факт}} < V_3$                                  | $V_{\text{факт}}^{\text{скл}} = 0$  | $C_{\Sigma} = C_{\text{рем}} + C_{\text{скл}} + \Delta C_{\text{куз}}$                  | Предельное состояние   |  |
| 4  | $t_{\text{скл}} < t_{\text{рем}} \leq t_{\text{с.о.}}^{\text{H}} + t_{\text{изб}}$                       |   |   |   |  |  |
| 5  | $t_{\text{рем}} > t_{\text{с.о.}}^{\text{H}} + t_{\text{изб}}$   |   |   |   |  |  |
| 6-А  | $t_{\text{рем}} = t_{\text{с.о.}}^{\text{H}} + t_{\text{изб}} (V_{\text{авто}})$                         | $V_{\text{факт}} < V_{\text{авт}}$  |   | $C_{\Sigma} = C_{\text{рем}} + C_{\text{скл}} + C_{\text{куз}} + \Delta C_{\text{авт}}$ |  |  |
| 6-Б  |  |   |   |   |  |  |
| 6-В  |  |   |   |   |  |  |
| Сварочные машины и технологические линии без складов-накопителей |  |   |   |   |  |  |
| 7  | $t_{\text{рем}} \leq t_{\text{с.о.}}^{\text{H}} + t_{\text{изб}}$  | $V_{\text{авт}} < V_{\text{факт}} < V_3$                                  | —   | $C_{\Sigma} = C_{\text{рем}} + \Delta C_{\text{куз}}$                                   | Отказ критический  |  |
| 8  | $t_{\text{рем}} > t_{\text{с.о.}}^{\text{H}} + t_{\text{изб}} (V_{\text{авт}})$                          | $V_{\text{факт}} < V_{\text{авт}}$  |   | $C_{\Sigma} = C_{\text{рем}} + C_{\text{куз}} + \Delta C_{\text{авт}}$                  | Предельное состояние   |  |
| 9  |  |   |   |   | То же  |  |

Обозначения:  $C_{\Sigma}$  – общие экономические последствия от простоя технологического оборудования;  $C_{\text{рем}}$  – себестоимость ремонта;  $C_{\text{с.о.}}$  – себестоимость ежесменного ТО;  $\Delta C_{\text{скл}}$ ,  $C_{\text{скл}}$  – себестоимость дополнительных (внебурочных) работ по частичному или полному объему заполнения склада-накопителя;  $\Delta C_{\text{авт}}$  – экономические последствия от уменьшения выпуска автомобилей;  $\Delta C_{\text{куз}}$ ,  $C_{\text{куз}}$  – упущенная возможность получения выручки от реализации части или полного числа кузовов в запасные части, предусмотренные сменным заданием.

Для ремонтной ситуации № 3 время ремонта превышает половину резервного времени рабочей смены, поэтому такое состояние технологической линии является предельным по основному признаку невозможности заполнения склада в полном объеме за оставшееся избыточное время и возможное невыполнение сменного задания  $V_3$  по выпуску кузовов.

Для ремонтных ситуаций № 4 и 5 время ремонта превышает время полной разгрузки склада и достигает полного резервного времени (для ситуации № 4) или превышает его (для ситуации № 5), поэтому такое состояние технологической линии является предельным по признаку полного расхода

деталей в складе-накопителе и опасностью невыполнения сменного задания (по ситуации № 4), и явному невыполнению  $V_3$  сменного задания (по ситуации № 5).

Для трех вариантов ремонтных ситуаций № 6 (варианты А, Б, В) *критичность последствий оценивается как предельное состояние технологической линии по признакам:*

- невыполнения сменного задания  $V_3$  выпуска кузовов (варианты А, Б, В);
- полного расходования склада-накопителя и невозможности его наполнения в течение рабочей смены (варианты А, Б, В);

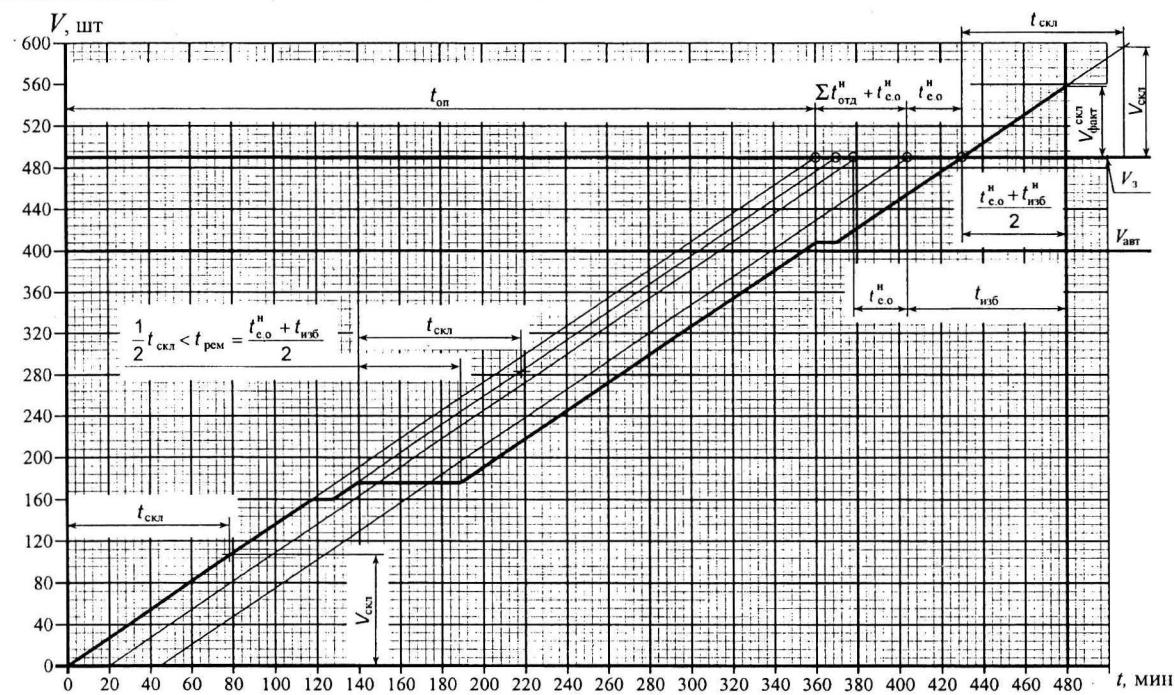


Рис. 3. Структура времени рабочей смены технологической линии со складом-накопителем при наличии аварийного ремонта продолжительностью  $\frac{1}{2}t_{\text{скл}} < t_{\text{рем}} \leq \frac{1}{2}(t_{\text{e.o}}^{\text{h}} + t_{\text{изб}})$

- опасности невыполнения поставок кузовов для сборки автомобилей на главном конвейере в объеме  $V_{\text{авт}}$  по заводской программе (вариант Б);
- невыполнения поставок кузовов для сборки автомобилей  $V_{\text{авт}}$  по заводской программе (вариант В);
- затрат труда, времени и средств на восстановление ее работоспособности (варианты А, Б, В).

Схема этих трех вариантов критичности отказов представлена на рис. 4.

Общая схема последствий отказов технологических линий по всем упомянутым признакам критичности при  $t_{\text{скл}} < t_{\text{e.o}}^{\text{h}} + t_{\text{изб}}$  показана на рис. 5.

Для технологических линий сварки кузовов, не имеющих склады-накопители, для отдельных сварочных машин, транспортных систем и другого технологического оборудования (в дальнейшем машин), не входящих в состав технологических линий, критичность отказов и предельных состояний определяется по табл. 1 ремонтными ситуациями 7, 8 и 9.

Состояние машины при ремонтной ситуации № 7 является критическим по признаку затрат труда, времени, средств на восстановление ее работоспособности и опасности невыполнения сменного задания.

Ситуация № 8 определяет предельное состояние оборудования по признакам:

- ♦ невыполнение сменного задания  $V_3$  по изготовлению кузовных деталей;
- ♦ затраты труда, времени и средств на восстановление работоспособности машины.

Ремонтная ситуация № 9 приводит к предельному состоянию машины по признакам:

- ♦ невыполнение поставок кузовных деталей на технологические линии комплекса сварки для изготовления кузовов объемом  $V_{\text{авт}}$  на главный конвейер сборки автомобилей;
- ♦ затраты труда, времени и средств на восстановление работоспособности машины.

Расчет последствий ремонтных ситуаций различной критичности рассмотрим на примере работы ТКС кузовов автомобиля ВАЗ-2110 при следующих исходных данных (см. рис. 1):

- нормативное время ежесменного технического обслуживания ТКС кузовов  $t_{\text{e.o}}^{\text{h}} = 25$  мин (0,42 ч);
- сменное задание выпуск кузовов  $V_3 = 490$  шт;
- выпуск кузовов по сменной программе сборки автомобилей ВАЗ-2110  $V_{\text{авт}} = 400$  шт;
- избыточное время смены при выпуске кузовов по сменному заданию  $V_3$ ,  $t_{\text{изб}}^{\text{h}} = 75$  мин (1,25 ч);

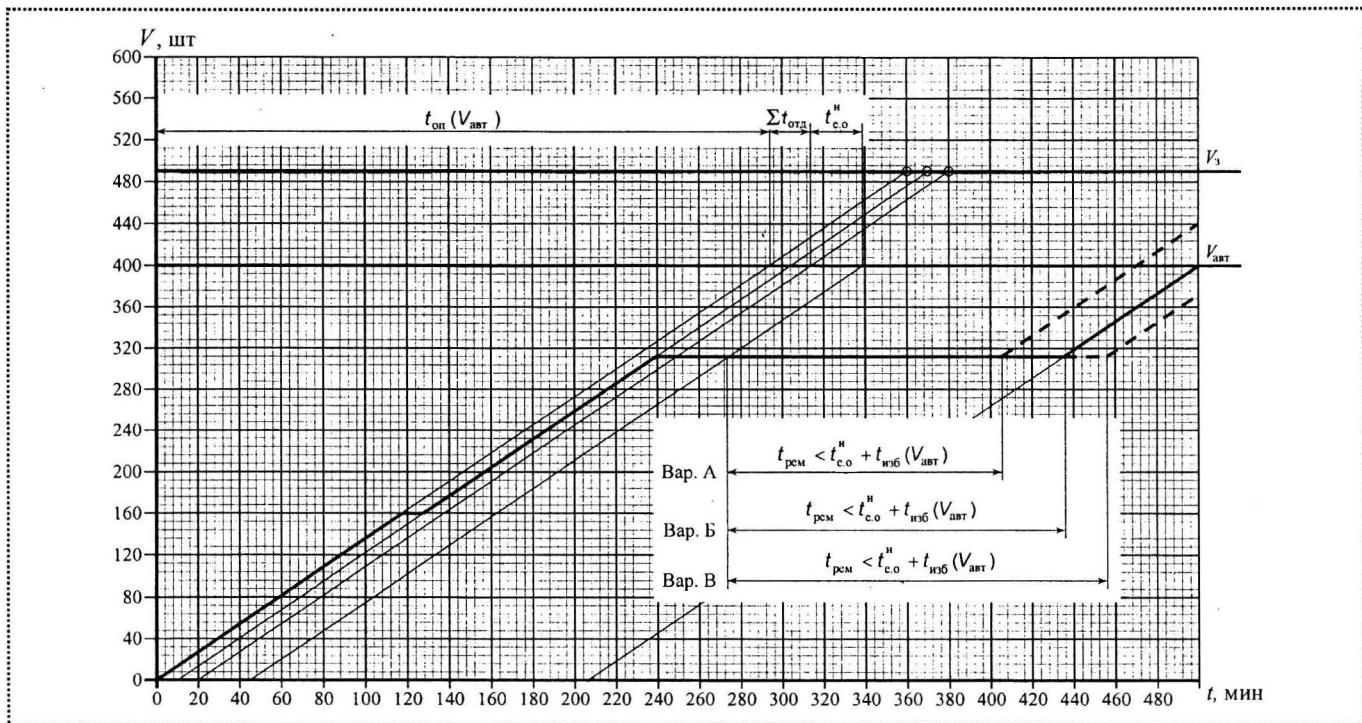


Рис. 4. Структура времени рабочей смены технологической линии в предельном состоянии по признакам вариантов А, Б, В ремонтной ситуации № 6 (см. табл. 1)

■ избыточное время смены при выпуске кузовов по программе сборки автомобилей  $V_{авт}$ ,  $t_{изб}^l(V_{авт}) = 140$  мин (2,33 ч);

■ оперативное время сменного задания выпуска кузовов  $V_s$ ,  $t_{оп}^l = 360$  мин (6 ч);

■ оперативное время выпуска кузовов на сборку автомобиля  $V_{авт}$ ,  $t_{оп}^h(V_{авт}) = 295$  мин (4,92 ч);

■ время такта сварки одного кузова  $t_u = 44$  с.

*Ориентировочная себестоимость изготовления одного кузова ВАЗ-2110, руб.:*

$$C_{куз} \approx 1000.$$

*Ориентировочные цены при продаже (на 01.03.2002 г.), руб.:*

- одного окрашенного кузова  $C_{куз1}^{3,1} \approx 20000$ ;

- одного автомобиля ВАЗ-2110  $C_{авт1} = 150000$ .

Себестоимость одного нормо-часа ремонтных работ, руб./н-ч:

$$C_{рем1} = 28,7.$$

Тогда исходные параметры для расчета последствий ремонтных ситуаций (см. табл. 1) будут определены следующим образом.

Полное время расходования (наполнения) склада-накопителя принимаем по линии доварки шасси  $V_{скл} = 105$  шт:

$$t_{скл} = V_{скл} t_u / 60 = 44 \cdot 105 / 60 = 77 \text{ мин (1,28 ч).}$$

Суммарное резервное время выполнения ремонтных работ в течение одной рабочей смены при  $V_s = 490$  шт:

$$t_{рез} = t_{c,o}^h + t_{изб}^l = 25 + 75 \text{ мин (1,67 ч).}$$

То же при выпуске кузовов на сборку автомобилей:

$$t_{рез}(V_{авт}) = t_{c,o}^h + t_{изб}^l(V_{авт}) = 25 + 140 = 165 \text{ мин (2,75 ч).}$$

Общее время смены, используемое для выпуска кузовов и наполнения склада-накопителя при предельном его расхождении,

$$t_{исп} = t_{оп}^l + \frac{t_{c,o}^h + t_{изб}}{2} = 360 + 50 = 410 \text{ мин (6,83 ч).}$$

*Наибольшее число кузовов сменного задания (шт), выпускаемых для:*

- запасных частей  $V_{з.ч} = \Delta_{з.ч} V_{авт} = 0,2 \cdot 400 = 80$ ;
- смену соответствий  $V_{б.п} = \Delta_{б.п} V_{авт} = 0,02 \cdot 400 = 8$  (принято 10).

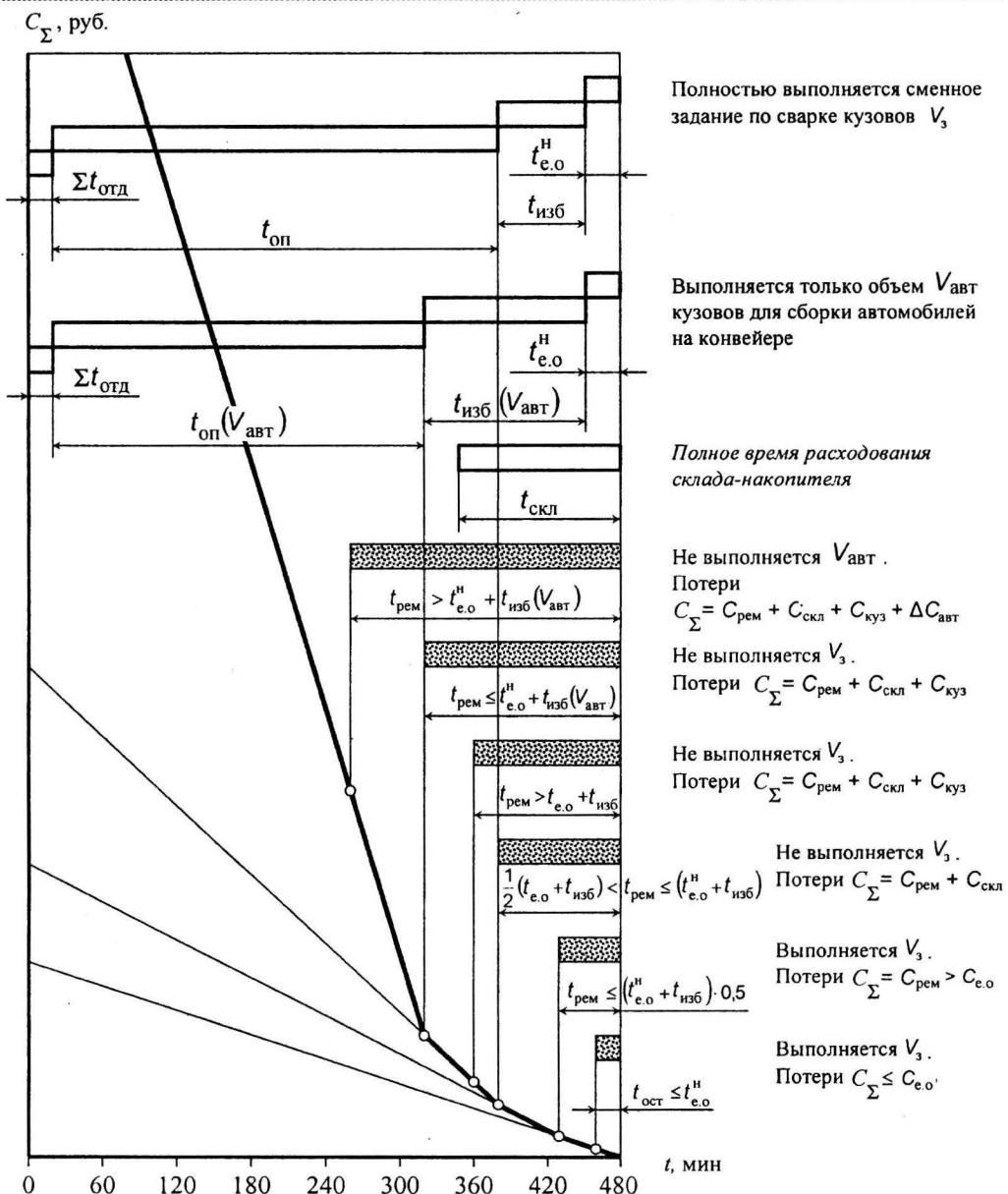
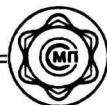


Рис. 5. Схема последствий отказов технологической линии со складом-накопителем по признакам критичности последствий отказов и предельных состояний (см. табл. 1)

Расчет критичности отказов и ПС по признаку времени простоя оборудования в ремонте выполняется по средним значениям интервалов, указанных в табл. 1:

по ремонтной ситуации № 1, ч:

$$t_{е.о}^h < t_{рем} \leq \frac{1}{2}t_{скл};$$

$$t_{е.о}^h = 0,42, \text{ принимаем } 0,45;$$

$$\frac{1}{2}t_{скл} = 0,64, \text{ принимаем } 0,55.$$

Тогда уровень критичности отказа (табл. 1) принимаем по среднему значению, ч:

- по ситуации 1

$$t_{кр. 1} = \frac{0,45 + 0,55}{2} = 0,5;$$

- по ситуации 2

$$\frac{1}{2}t_{скл} < t_{рем} \leq \frac{t_{е.о}^h + t_{изб}}{2},$$



$$\frac{1}{2}t_{\text{скл}} > 0,64 \text{ (0,7),}$$

$$\frac{1}{2}(t_{\text{е.о}}^{\text{н}} + t_{\text{изб}}) < 0,83 \text{ (0,8),}$$

$$t_{\text{кр.2}} = \frac{0,7+0,8}{2} = 0,75;$$

- по ситуации 3

$$t_{\text{скл}} = t_{\text{пем}} > \frac{t_{\text{е.о}}^{\text{н}} + t_{\text{изб}}}{2};$$

$$t_{\text{скл}} = 1,28 \text{ (1,3),}$$

$$\frac{1}{2}(t_{\text{е.о}}^{\text{н}} + t_{\text{изб}}) > 0,83 \text{ (0,9),}$$

$$t_{\text{кр.3}} = \frac{1,3+0,8}{2} = 1,1;$$

- по ситуации 4

$$t_{\text{скл}} < t_{\text{пем}} \leq t_{\text{е.о}}^{\text{н}} + t_{\text{изб}},$$

$$t_{\text{скл}} = 1,28 \text{ (1,3),}$$

$$t_{\text{е.о}}^{\text{н}} + t_{\text{изб}} \leq 1,67 \text{ (1,6),}$$

$$t_{\text{кр.4}} = \frac{1,3+1,6}{2} = 1,45;$$

- по ситуации 5

$$t_{\text{кр.5}} = t_{\text{пем}} > t_{\text{е.о}}^{\text{н}} + t_{\text{изб}} > 1,67 \text{ (1,95);}$$

- по ситуации 6-*A*

$$t_{\text{пем}} < t_{\text{е.о}}^{\text{н}} + t_{\text{изб}} (V_{\text{авт}}), t_{\text{изб}} (V_{\text{авт}}) = 2,33,$$

$$t_{\text{кр.4}} < 0,42 + 2,33 \leq 2,75 \text{ (2,5);}$$

- по ситуации 6-*B*

$$t_{\text{кр.5}} = t_{\text{пем}} = t_{\text{е.о}}^{\text{н}} + t_{\text{изб}} (V_{\text{авт}}) = 2,75;$$

- по ситуации 6-*B*

$$t_{\text{кр.6}} = t_{\text{пем}} > t_{\text{е.о}}^{\text{н}} + t_{\text{изб}} (V_{\text{авт}}) > 2,75 \text{ (3).}$$

Полученные значения критического времени  $t_{\text{кр.}i}$  для каждой  $i$ -й ремонтной ситуации являются расчетными исходными данными для определения всех других признаков критичности последствий отказов и предельных состояний ТКС кузовов автомобиля ВАЗ-2110.

Вычисленные значения средств потерь рабочего времени смены из-за простоев оборудования в ремонтах дают возможность определить фактические параметры структуры рабочей смены и экономические последствия каждого вида ремонтной ситуации (см. табл. 1). При этом используют следующие формулы, по которым определяются фактические параметры.

*Фактическое оперативное время*  $t_{\text{оп.}i}^{\text{н}}$  технологической линии при  $i$ -й ремонтной ситуации, ч:

$$t_{\text{оп.}i}^{\text{н}} = t_{\text{исп}} - t_{\text{кр.}i}. \quad (9)$$

*Фактический объем выпуска*  $V_{\text{факт.}i}$  кузовов при  $i$ -й ремонтной ситуации, шт:

$$V_{\text{факт.}i} = 3600 \frac{t_{\text{оп.}i}^{\text{н}}}{t_{\text{u}}}. \quad (10)$$

*Фактический объем выполнения поставок кузовов в запасные части* (при условии выполнения наибольшего числа замен  $V_{\text{бр}} = 10$  шт кузовов с несоответствиями, изготовленных до наступления отказа линии), шт:

$$V_{\text{факт.}i}^{\text{з.ч.}} = V_{\text{факт.}i} - V_{\text{бр}} - V_{\text{авт}} \leq V_{\text{з.ч.}}. \quad (11)$$

*Фактическое число кузовов не поставлено в запасные части*, шт:

$$n_{\text{з.ч.}i} = V_{\text{з.ч.}} - V_{\text{факт.}i}^{\text{з.ч.}} \geq 0. \quad (12)$$

*Фактический объем расходования кузовных деталей из склада-накопителя при ремонте оборудования за время*  $t_{\text{кр.}i}$ , шт:

$$V_{\text{скл.}i}^{\text{расх}} = 3600 \frac{t_{\text{кр.}i}}{t_{\text{u}}} \leq V_{\text{скл.}}. \quad (13)$$

*Фактическое резервное время* ( $t_{\text{рез.}i}^{\text{факт}}$ ), оставшееся после выполнения  $V_3$  сменного задания выпуска кузовов, ч:

$$t_{\text{рез.}i}^{\text{факт}} = t_{\text{пем}} - t_{\text{кр.}i} \geq 0. \quad (14)$$

Если по формуле (14)  $t_{\text{рез.}i}^{\text{факт}} < 0$ , то принимается  $t_{\text{рез.}i}^{\text{факт}} = 0$ .

*Фактический объем пополнения склада-накопителя за фактическое резервное время*  $t_{\text{рез.}i}^{\text{факт}}$  рабочей смены, шт:



## 2. Обоснование критичности последствий отказов и предельных состояний ТКС кузовов ВАЗ-2110 (приведенное к одной рабочей смене)

| Параметры          |                   | Номера пунктов в табл. 1 |                |        |         |         |          |          |          |
|--------------------|-------------------|--------------------------|----------------|--------|---------|---------|----------|----------|----------|
| Обозначение        | Единицы измерения | 1                        | 2              | 3      | 4       | 5       | 6-А      | 6-Б      | 6-В      |
| $i$                | —                 | 1                        | 2              | 3      | 4       | 5       | <i>A</i> | <i>B</i> | <i>B</i> |
| $t_{kp,i}$         | ч                 | 0,50                     | 0,75           | 1,10   | 1,45    | 1,95    | 2,50     | 2,75     | 3,00     |
| $t_{оп,i}$         | ч                 | 6,33<br>(6,00)           | 6,08<br>(6,00) | 5,73   | 5,38    | 4,89    | 4,33     | 4,08     | 3,83     |
| $V_{факт,i}$       | шт                | 518<br>(490)             | 497<br>(490)   | 469    | 440     | 400     | 354      | 334      | 313      |
| $V_{з.ч. факт,i}$  | шт                | 118<br>(80)              | 87<br>(80)     | 59     | 30      | 0       | 0        | 0        | 0        |
| $V_{расх скл,i}$   | шт                | 41                       | 61             | 90     | 105     | 105     | 105      | 105      | 105      |
| $t_{рез,i}^{факт}$ | ч                 | 1,17                     | 0,92           | 0,57   | 0,22    | 0       | 0        | 0        | 0        |
| $V_{скл,i}^{факт}$ | шт                | 95<br>(41)               | 75<br>(61)     | 47     | 18      | 0       | 0        | 0        | 0        |
| $n_{з.ч,i}$        | шт                | 0                        | 0              | 21     | 50      | 80      | 80       | 80       | 80       |
| $n_{скл,i}$        | шт                | 0                        | 0              | 43     | 87      | 105     | 105      | 105      | 105      |
| $n_{авт,i}$        | шт                | 0                        | 0              | 0      | 0       | 0       | 46       | 66       | 87       |
| $V_{бр}$           | шт                | 10                       | 10             | 10     | 10      | 10      | 10       | 10       | 10       |
| $C_{рем,i}$        | тыс. руб.         | 0,14                     | 0,22           | 0,32   | 0,42    | 0,56    | 0,72     | 0,79     | 0,86     |
| $C_{з.ч,i}$        | тыс. руб.         | 0                        | 0              | 420    | 1000    | 1200    | 1200     | 1200     | 1200     |
| $C_{скл,i}$        | тыс. руб.         | 0                        | 0              | 43     | 87      | 105     | 105      | 105      | 105      |
| $C_{авт,i}$        | тыс. руб.         | 0                        | 0              | 0      | 0       | 0       | 6900     | 9900     | 13050    |
| $C_{бр}$           | тыс. руб.         | 10,0                     | 10,0           | 10,0   | 10,0    | 10,0    | 10,0     | 10,0     | 10,0     |
| $C_{\Sigma}$       | тыс. руб.         | 10,14                    | 10,22          | 473,32 | 1097,42 | 1315,56 | 8215,72  | 11215,79 | 14365,89 |

$$V_{скл,i}^{факт} = \frac{3600}{t_{ц}} t_{рез,i}^{факт} \geq 0. \quad (15)$$

Фактическое число кузовных деталей, не изготовленных за резервное время рабочей смены до полного заполнения склада-накопителя, шт:

$$n_{скл,i} = V_{скл,i}^{расх} - V_{скл,i}^{факт} \geq 0. \quad (16)$$

Фактическое число кузовов, не поставленных на сборку автомобилей, шт:

$$n_{авт,i} = V_{авт} - V_{факт,i} > 0. \quad (17)$$

Себестоимость выполнения ремонтных работ в рабочее время бригадой ремонтных рабочих численностью  $N_a^{cm} = 10$  чел в течение  $t_{kp,i}$  при  $i$ -й ремонтной ситуации, руб.:

$$C_{рем,i} = C_{рем,1} N_a^{cm} t_{kp,i}. \quad (18)$$

Экономические последствия уменьшения реализации кузовов в запасные части, руб.:

$$C_{з.ч,i} = C_{з.ч,1} n_{з.ч,i}. \quad (19)$$



Экономические затраты на дополнительные работы в ночную смену по заполнению склада-накопителя:

$$C_{\text{скл.} i} = C_{\text{скл.} 1} n_{\text{скл.} i}. \quad (20)$$

Экономические последствия уменьшения реализации автомобилей при снижении производительности ТКС:

$$C_{\text{авт.} i} = C_{\text{авт.} 1} n_{\text{авт.} i}. \quad (21)$$

Обоснование признаков критичности последствий отказов и предельных состояний ТКС кузовов автомобилей ВАЗ-2110 представлено в табл. 2. Все расчеты выполнены для одной рабочей смены.

Из табл. 2 видно, что в рабочее время смены возможно допустить только некритический и критический отказы, поскольку экономические последствия таких отказов (см. пп. 1 и 2 табл. 1) не значительны.

Что касается предельных состояний (см. табл. 1, пп. 3...6-В), то их экономические последствия пре- восходят последствия отказов ориентировочно от 50 (см. табл. 1, п. 3) до 1400 раз (см. табл. 1, п. 6-В).

Чтобы избежать таких экономических последствий, необходимо не допускать с высокой вероятностью проявления в рабочее время предельных состояний технологического оборудования ТКС кузовов автомобилей. Прогнозирование последствий отказов и ПС технологического оборудования возможно с помощью метода структурного анализа надежности [1, 3] по критерию минимума простого технологического оборудования в любом году эксплуатации [2].

Этот метод начинает применяться на производствах АО "АвтоВАЗ" как при оценке эффективности проектов модернизации действующего производства, так и при разработке требований к вновь проектируемому технологическому оборудованию для выпуска новых моделей автомобилей. Универсальность этого метода позволяет выполнять анализ надежности ремонтируемых систем по всем свойствам для заданного критерия. Специалисты "АвтоВАЗтехобслуживания" выполняют экспертизу аванпроектов вновь разрабатываемых узлов автомобилей по оценке их ремонтопригодности в ус-

ловиях станции технического обслуживания. Эта оценка выполняется методом структурного анализа свойства ремонтопригодности проектируемых узлов по критерию минимума ремонтных затрат.

Использование этого метода позволяет корректировать показатели надежности проектируемого оборудования, его узлов и деталей, обеспечивать предсказуемость затрат времени на ремонт и относить их в различные виды (ночных, воскресных) плановых ремонтов, предупреждая остановку оборудования в рабочее время.

## Выводы

1. Критичность последствий отказов и предельных состояний оборудования полностью определяет выбор критерии отказов и ПС, которые вводятся в конструкторскую документацию на этапе проектирования этого оборудования.

2. По критериям отказов и ПС выполняется структурный анализ надежности технологического оборудования.

3. По структуре надежности оборудования для данного критерия определяется риск появления соответствующих последствий в любом году эксплуатации оборудования, что обеспечивает его эффективность и стабильность технологического процесса.

4. Без обоснования критичности последствий отказов и ПС механической системы невозможно выполнить перечисленные этапы работ.

## Список литературы

1. Рыжков А.И. Оценка ремонтопригодности новых конструкций узлов автомобилей на основе структурного анализа их надежности по конструкторской документации // Проблемы развития автомобилестроения в России: сб. докл. V Межд. науч.-практ. конференции. М.: Машиностроение, 2000. С. 28–32.

2. Зибарев А.Г., Кучай В.Н., Рыжков А.И. и др. Пути решения проблемы обеспечения качества и надежности автомобилей ВАЗ на этапах их жизненного цикла // Проблемы развития автомобилестроения в России: сб. докл. V Межд. науч.-практ. конференции. М.: Машиностроение, 2000. С. 15–20.

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

# ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ ОБЪЕКТОВ СБОРКИ

УДК 621.867

В.Л. Мурзинов, канд. техн. наук (Воронежская государственная лесотехническая академия)

## Управление скоростью движения изделий на пневмоконвейере

Показан пневмоконвейер со струйным управлением скоростью движения изделий на воздушной подушке. Определен характер распределения избыточного давления под изделием. Получены уравнения, определяющие скорость движения изделий по пневмоконвейеру с учетом характеристик системы "пневмоконвейер – изделие".

The pneutoconveyor with jet management of speed of movement of products on an air pillow is shown. Character of distribution of superfluous pressure under a product is determined. The equations determining speed of movement of products on the pneutoconveyor in view of characteristics of system "the pneutoconveyor – a product" are received.

Составной частью современного сборочного производства являются процессы транспортирования различных изделий, заготовок, контейнеров, приспособлений. Существует множество видов транспортных систем, среди которых выделяются системы транспортирования штучных грузов на воздушной подушке, так называемые **пневмоконвейеры** [1].

Достоинства пневмоконвейеров: высокая производительность, простота конструкции, отсутствие механических подвижных элементов, достаточно гибкая пространственная конфигурация. Пневмоконвейеры могут обеспечить бережную транспортировку хрупких изделий или изделий, имеющих полированые, окрашенные или обработанные поверхности, благодаря отсутствию с ними механического контакта при транспортировании. Пневматические конвейеры позволяют при незначительных дополнительных затратах обеспечить совмещение процесса транспортирования с различными

технологическими процессами, например, нагревом, охлаждением, нанесением покрытий [2]. Линейное перемещение изделий по горизонтально расположенному пневмоконвейеру, обеспечивающему бесконтактное транспортирование, осуществляют наклонными воздушными струями, создающими направленное течение в воздушной подушке.

Одной из наиболее важных характеристик пневмоконвейеров является скорость транспортирования изделий. Поэтому задача определения скорости движения изделий по пневмоконвейеру является актуальной, и для ее решения рассмотрим типичную схему пневмоконвейера, показанную на рис. 1. Пневмоконвейер состоит из пневматической камеры 1 с установленной над ней несущей поверхностью 2 с питающими отверстиями 3. Несущая поверхность состоит из двух пластин: верхней 4, подвижной с возможностью перемещения на небольшое расстояние относительно своего среднего положения, и неподвижной 5. Питающие отверстия

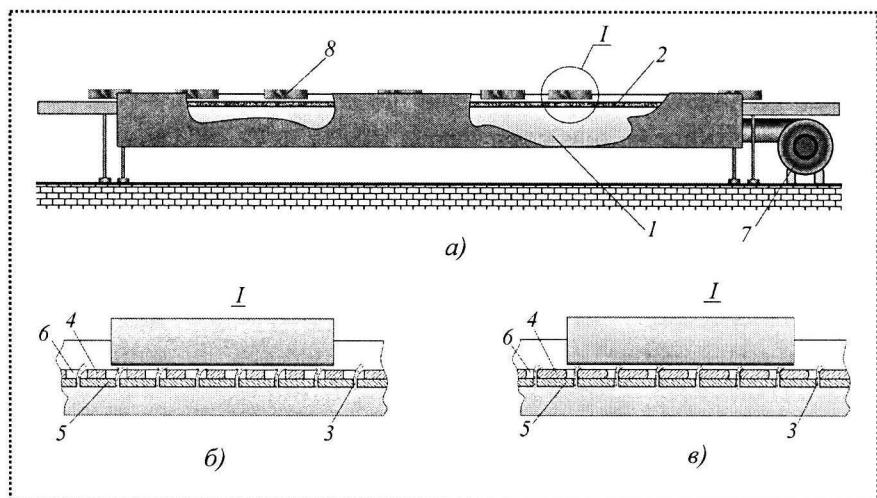


Рис. 1. Схема пневмоконвейера со струйным управлением скоростью движения изделий:

а – схема несущей поверхности с управлением углом наклона плоских струй воздуха на основе взаимодействия их; б – с короткими стенками [5]; в – с цилиндрическими поверхностями [6]; 1 – пневматическая камера; 2 – несущая поверхность; 3 – питающее отверстие; 4 – подвижная пластина; 5 – неподвижная пластина; 6 – прямоугольные отверстия подвижной пластины; 7 – газодувка; 8 – транспортируемое изделие



формируют рабочие струи, которые, взаимодействуя со стенками подвижной пластины, изменяют угол своего наклона при изменении положения подвижной пластины. Такое поведение рабочих струй объясняется эффектом Коанда. На рис. 1 показаны два варианта конструкции подвижной пластины: подвижная пластина, обеспечивающая управление углом наклона струй воздуха, основанном на эффекте взаимодействия плоской струи и короткой стенки [3]; часть несущей поверхности, в которой подвижная пластина снабжена цилиндрическими поверхностями, отклоняющими струи воздуха.

Пневмоконвейер работает следующим образом. В пневматическую камеру 1 подают сжатый воздух. Питающие отверстия 3 формируют вертикальные струи. Оси прямоугольных отверстий 6 подвижной пластины 4 и оси щелевых отверстий 3 совпадают, струи принимают вертикальное положение, поэтому изделие, помещенное на пневмоконвейер, будет находиться во взвешенном состоянии, не испытывая со стороны струй ускоряющего действия. Но если сместить верхнюю пластину 4 относительно нижней на небольшую величину, то струи воздуха отклонятся в сторону, противоположную смещению. Изделие начнет двигаться под действием течения в воздушной прослойке между несущей поверхностью пневмоконвейера и опорной плоскостью изделия. При смещении верхней пластины 4 в противоположную сторону струи также отклонятся в другую сторону и движение изделия изменится на противоположное. Существует зависимость, полученная на основе экспериментальных исследований, определяющая угол отклонения струи воздуха от вертикального положения в зависимости от величины расстояния между краем прямоугольного отверстия подвижной пластины и питающим соплом:

$$\alpha = k \left( \frac{a}{b} \right)^2, \quad (1)$$

где  $a$  – величина расстояния от края прямоугольного отверстия подвижной пластины до питающего отверстия;

$b$  – толщина подвижной пластины,  $k = 1,627$ .

Для определения силового воздействия на транспортируемое изделие со стороны струй рассмотрим часть несущей поверхности, находящейся под изделием.

Рассмотрим отдельно  $i$ -ю площадку и часть опорной поверхности транспортируемого изделия над этой площадкой (рис. 2) на воздушной подушке толщиной  $h$ . Со стороны  $i$ -го кармана в воздушную подушку поступает воздух в количестве  $Q_{0i}$  и, растекаясь там, достигает границ воздушной подушки, где давление равно атмосферному. Расход воздуха  $Q_{0i}$  будет определен давлением  $p_0$  на входе в воздушную подушку. Величина этого давления зависит от угла наклона струи воздуха и характеристик самой струи. При этом необходимо учесть, что струи в пневмоконвейере относятся к классу затопленных струй, в которых распределение скоростей может иметь максимальную величину в характеристическом сечении, определяемую соотношением

$$V_{\max} = \frac{k_1 \sqrt{2}}{k_2 + \frac{(a+b)\pi}{4\delta}} \sqrt{\frac{p_k}{\rho}}, \quad (2)$$

где  $p_k$  – избыточное давление в пневматической камере;

$\delta$  – ширина питающего отверстия;

$\rho$  – плотность воздуха;  $k_1 = 10,7$ ;  $k_2 = 2,3$ .

С учетом (2) и того, что средняя скорость в сечении струи составляет около  $\frac{2}{3} V_{\max}$ , можно записать уравнение для определения избыточного давления, создаваемого струей на входе в воздушную подушку, в виде

$$p_0 = \frac{4k_1^2 p_k}{9 \left( k_2 + \frac{(a+b)\pi}{4\delta} \right)^2}. \quad (3)$$

Динамика движения изделия на воздушной подушке по пневмоконвейеру будет определена величиной силового воздействия воздушного течения над площадками, количество которых находим из соотношения

$$n = \frac{L}{d + d_k}, \quad (4)$$

где  $L$ ,  $d$ ,  $d_k$  – длины соответственно изделия, площадки, кармана.

Силовое воздействие на изделие со стороны одной площадки будет

$$F_1 = \int_{-f}^f \int_0^d \tau dx dy,$$

где  $\tau$  – сила вязкостного трения в воздухе.



В соответствии с гипотезой Ньютона

$$\tau = \mu \frac{dU}{dz}.$$

Учитывая симметричный характер распределения давления в воздушной подушке, можно записать

$$F_1 = 2 \int_0^f \int_0^d \mu \frac{dU}{dz} \Big|_{z=h} dx dy. \quad (5)$$

Суммарное силовое воздействие с учетом (5) и (4) будет

$$F = nF_1 = 2n \int_0^f \int_0^d \mu \frac{dU}{dz} \Big|_{z=h} dx dy. \quad (6)$$

Уравнение динамики движения изделия запишем в виде

$$m \frac{dU_k}{dt} = F \text{ или } \int \frac{dU_k}{F} = \frac{t}{m} + C_0, \quad (7)$$

где  $U_k$  – скорость движения изделия;

$C_0$  – константа интегрирования, которая может быть определена из следующих начальных условий:  $U_k = U_{0k}$  при  $t = 0$ .

Из уравнения (7) можно определить  $U_k$ , но для этого необходимо найти распределение скоростей воздушных потоков под изделием. Для расчетной схемы, представленной на рис. 2, запишем систему уравнений Навье–Стокса с учетом ряда допущений

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= \mu \frac{\partial^2 U}{\partial z^2}; \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \mu \frac{\partial^2 V}{\partial z^2}; \quad \frac{\partial p}{\partial z} = 0; \\ \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} &= 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Решение системы (8) будем искать при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned} p &= 0 && \text{при } y = \pm f, (x \in [0, d]) \text{ и } x = d, (y \in [-f, f]); \\ p &= p_0 && \text{при } x = d, (y \in [-f, f]); \\ U &= \begin{cases} 0 & \text{при } z = 0; \\ U_k & \text{при } z = h; \end{cases} && (9) \\ V &= 0 && \text{при } z = 0 \text{ и } z = h, \end{aligned}$$

где  $p$  – распределение избыточного давления в воздушном зазоре между изделием и несущей поверхностью конвейера;

$h$  – толщина воздушной подушки;

$U$  – проекция скорости воздуха на ось  $X$ ;

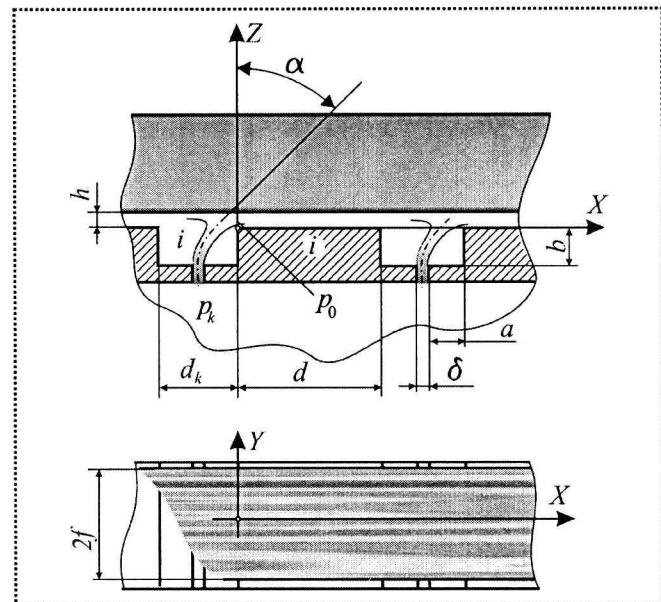


Рис. 2. Расчетная схема для определения давления в воздушной прослойке под изделием

$V$  – проекция скорости воздуха на ось  $Y$ .

Границные условия (9) приняты на основании экспериментальных данных, которые показывают, что среднее давление в прослойке под изделием на расстоянии  $x = d$  равно атмосферному. Первые два уравнения системы (8) после двойного интегрирования и учета граничных условий (9) примут вид

$$U = \frac{\partial p}{\partial x} \frac{(z^2 - hz)}{2\mu} - \frac{z}{h} U_k; \quad (10)$$

$$V = \frac{\partial p}{\partial y} \frac{(z^2 - hz)}{2\mu}. \quad (11)$$

Выражения (10), (11) представляют собой искомое распределение скоростей в проекции на ось  $X$  и  $Y$ . Однако в этом уравнении есть неизвестная величина  $p$ , которая может быть найдена из уравнения неразрывности системы (8) с учетом (10), (11). После преобразований получим

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = 0. \quad (12)$$

Полученное уравнение (12) является уравнением Лапласа. Поиск решения для этого уравнения в области, ограниченной замкнутым контуром, на котором гармоническая функция принимает заданные значения, является задачей Дирихле [9].



Решение уравнения (12) будем искать методом Фурье. Искомую функцию представим в виде

$$p = p_1(x)p_1(y), \quad (13)$$

тогда

$$\frac{1}{p_1(x)} \frac{\partial^2 p_1(x)}{\partial x^2} = -\frac{1}{p_2(y)} \frac{\partial^2 p_2(y)}{\partial y^2} = \lambda^2. \quad (14)$$

Уравнение для определения  $p_2(y)$  из (14) имеет вид

$$\frac{\partial^2 p_2(y)}{\partial y^2} - \lambda^2 p_2(y) = 0. \quad (15)$$

Решение уравнения (15) согласно [9] может быть представлено в виде

$$p_{2r}(y) = A_r \cos(\lambda_r y) + B_r \sin(\lambda_r y). \quad (16)$$

Учитывая симметричность течения относительно оси  $X$ , имеем  $p_{2r}(y) = p_{2r}(-y)$ . Следовательно,  $p_{2r}(f) = 0$ . Тогда уравнение (16) примет вид

$$p_{2r}(y) = A_r \cos(\lambda_r y). \quad (17)$$

С учетом граничных условий (9) имеем  $p_{2r}(f) = 0$ , но это может быть только в том случае, если  $\cos(\lambda_r f) = 0$ , тогда

$$\lambda_r = \frac{\pi(1+2r)}{2f}, \quad (18)$$

где  $r = 0, 1, 2, 3, \dots$ .

Подставив значение  $\lambda_r$  из (18) в (17), окончательно получим

$$p_{2r}(y) = A_r \cos\left[\frac{\pi(1+2r)}{2f}y\right]. \quad (19)$$

Для определения  $p_1(x)$  из (14) имеем уравнение

$$\frac{\partial^2 p_1(x)}{\partial x^2} - \lambda_r^2 p_1(y) = 0,$$

решение которого может быть представлено в виде

$$p_{1r}(x) = C_r \exp(\lambda_r x) + D_r \exp(-\lambda_r x).$$

С учетом граничных условий (9)

$$D_r = -C_r \exp(2\lambda_r d),$$

тогда

$$p_{1r}(x) = C_r [\exp(\lambda_r x) - \exp(\lambda_r (2d-x))]. \quad (20)$$

Окончательно выражение для  $p$  с учетом (19) и (20) можно записать в виде

$$p = \sum_{n=0}^{\infty} A_n C_n \cos(\lambda_n y) [\exp(\lambda_n x) - \exp(\lambda_n (2d-x))]. \quad (21)$$

В уравнении (21) неизвестные величины  $A_n C_n$  могут быть определены в том случае, если известен характер изменения давления на границе кармана при  $x = 0$  для  $y \in [-f, f]$ . Как показывают экспериментальные данные, избыточное давление на этой границе принимает некоторое значение  $p_0$ , определяемое по уравнению (3). После преобразований окончательно можно записать распределение давления в зазоре между изделием и несущей поверхностью пневмоконвейера в следующем виде:

$$p = 2p_0 \sum_{j=0}^{\infty} \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2}(1+2j)\right) \cos\left(\frac{\pi}{2}(1+2j)\frac{y}{f}\right)}{\frac{\pi}{2}(1+2j)} \times \\ \times \frac{\left[ \exp\left(\frac{\pi}{2}(1+2j)\frac{x}{f}\right) - \exp\left(\frac{\pi}{2}(1+2j)\frac{(2d-x)}{f}\right) \right]}{1 - \exp\left(\pi(1+2j)\frac{d}{f}\right)}. \quad (22)$$

Характер распределения избыточного давления над  $i$ -й площадкой, находящейся под изделием, показан на рис. 3.

Опираясь на полученное распределение давления (22) в воздушной подушке, определим скорость  $U$ , предварительно найдя производную

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{2}{f} p_0 \sum_{j=0}^{\infty} \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2}(1+2j)\right) \cos\left(\frac{\pi}{2}(1+2j)\frac{y}{f}\right)}{\frac{\pi}{2}(1+2j)} \times \\ \times \frac{\exp\left(\frac{\pi}{2}(1+2j)\frac{x}{f}\right) + \exp\left(\frac{\pi}{2}(1+2j)\frac{(2d-x)}{f}\right)}{1 - \exp\left(\pi(1+2j)\frac{d}{f}\right)},$$

и тогда

$$\left. \frac{\partial U}{\partial z} \right|_{z=h} = \left. \frac{\partial p}{\partial x} \frac{(2z-h)}{2\mu} - \frac{U_k}{h} \right|_{z=h} = \left. \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2\mu} - \frac{U_k}{h} \right|_{z=h}.$$

Суммарное силовое воздействие  $F$  по уравнению (6) примет вид

$$F = 2n\mu \int_0^f \int_0^d \left( \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2\mu} - \frac{U_k}{h} \right) dx dy = A - BU_k, \quad (23)$$

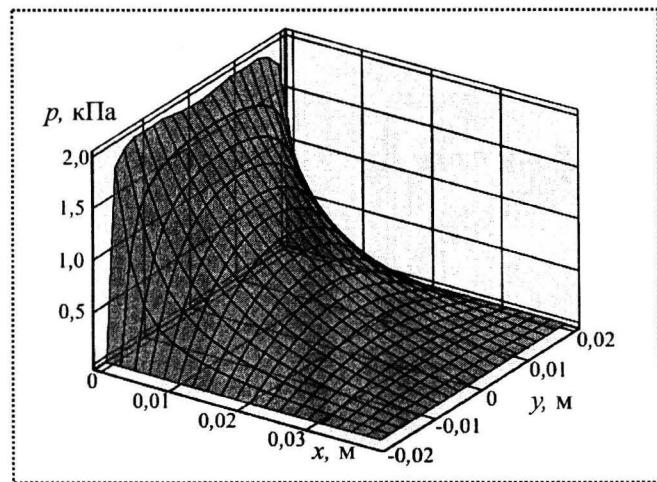


Рис. 3. Распределение давления в воздушной подушке над  $i$ -й площадкой при следующих характеристиках системы "пневмоконвейер – изделие":

$f = 0,02 \text{ м}$ ;  $m = 8 \text{ Н}$ ;  $p_k = 10^4 \text{ Па}$ ;  $a = 0,003 \text{ м}$ ;  $b = 0,004 \text{ м}$ ;  $\delta = 0,0004 \text{ м}$ ;  $d = 0,025 \text{ м}$ ;  $h = 0,001 \text{ м}$

$$\text{где } A = \int_0^f \int_0^d \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right) h dx dy, B = 2n\mu fd \int_0^f \int_0^d \frac{1}{h} dx dy.$$

Толщина воздушной подушки  $h$  с учетом (1) определена из условия равенства расхода воздушного потока, формируемого струйным потоком и потока, поступающего в воздушную подушку, т.е. из системы при  $x = 0$ :

$$Q = \frac{f\delta}{\sqrt{2}} \left[ 1 + \cos \left( \frac{\pi}{2} - k \frac{a^2}{b^2} \right) \right] \sqrt{\frac{p_k}{\rho}}; \\ Q = 2n \int_0^f \int_0^h U dy dz,$$
(24)

где  $Q$  – расход воздуха, поступающий под изделие.

Теперь можно записать уравнение (7) в виде

$$\frac{dU_k}{A - BU_k} = \frac{t}{m} + C_o,$$

решением которого будет

$$U_k = \frac{A}{B} - \left( \frac{A}{B} - U_{ok} \right) \exp \left( - \frac{B}{m} t \right). \quad (25)$$

На рис. 4 показан характер изменения скорости изделия с учетом характеристик системы "пневмоконвейер – изделие".

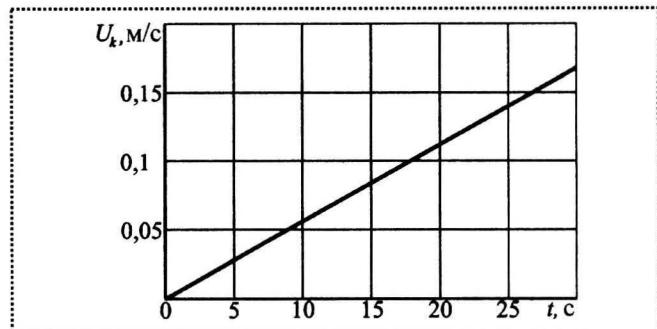


Рис. 4. Динамика изменения скорости движения изделия на воздушной подушке при следующих характеристиках системы "пневмоконвейер – изделие":  
 $\mu = 1,85 \cdot 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;  $L = 0,24 \text{ м}$ ;  $f = 0,06 \text{ м}$ ;  $m = 8 \text{ Н}$ ;  $U_{ok} = 0$ ;  
 $p_k = 10^4 \text{ Па}$ ;  $a = 0,003 \text{ м}$ ;  $b = 0,004 \text{ м}$ ;  $\delta = 0,0004 \text{ м}$ ;  $d = 0,025 \text{ м}$ ;  
 $d_k = 0,01 \text{ м}$ ;  $h = 0,001 \text{ м}$

Полученные уравнения (25), (24) и (22) могут быть использованы в инженерных расчетах при проектировании и создании пневмоконвейеров. Они позволяют определять скорость движения изделий по пневмоконвейеру со струйным управлением на основании характеристик системы "пневмоконвейер – изделие". Наличие в уравнениях бесконечных рядов не должно смущать будущих пользователей этих уравнений, так как эти ряды имеют хорошую сходимость и при использовании не более двадцати первых членов ряда получается практически точный результат.

#### Список литературы

1. Рабочий Г.М. Новые конвейеры на воздушной подушке / Г.М. Рабочий, В.А. Турушин, И.И. Горбунов // Технология и организация производства. 1981. № 2. С. 18–21.
2. Битюков В.К. Пневматические конвейеры / В.К. Битюков, В.Н. Колодежнов, Б.И. Кущев. Воронеж: Изд-во ВГУ, 1984. 164 с.
3. Мурзинов В.Л. Элементы пневмоники с использованием эффекта взаимодействия плоской струи и короткой стенки // Пневматические и гидравлические устройства и системы управления, X Международная конференция "Яблона-86". Сборник докл. М.: Энергоатомиздат, 1986. С. 4–6.
4. А.с. 856945 СССР, МКИ<sup>3</sup> B 65 G 51/00. Пневмоконвейер / В.К. Битюков, В.Н. Колодежнов и В.Л. Мурзинов (СССР). № 2847174/27; заявл. 04.12.79; опубл. 23.08.81, Бюл. № 31.
5. А.с. 695148 СССР, МКИ<sup>3</sup> B65G 51/00. Пневмоконвейер / В.К. Битюков, В.Н. Колодежнов и В.Л. Мурзинов (СССР). № 2547599/27; заявл. 22.11.77; опубл. 07.12.81. Бюл. № 45.

# ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА. ИСПЫТАНИЯ. КОНТРОЛЬ

Б.Л. Штриков, д-р техн. наук; О.М. Батищева, А.А. Узенгер  
(Самарский государственный технический университет)

## Мониторинг и прогноз развития дефектов поверхностей контакта деталей подшипника

Рассмотрены вопросы аналитического и имитационного моделирования состояния поверхности контакта деталей подшипника в целях выявления потенциально опасных зон. Предложен подход к организации диагностики подшипниковых узлов на основании частотно-временного анализа диагностических сигналов.

*Issues of analytical and imitation modeling of deflected mode of cam-contacting surfaces of bearing components are considered with the purpose of dangerous areas detection.*

Одними из типичных видов высокоточных узлов вращения машин являются шпинNELи станков, для которых круговые траектории их движения отражают точностные и динамические характеристики механизма и его возможности по выполнению заданных функций.

Интегральная оценка результатов теоретических и практических исследований показывает, что основной причиной отказа шпинделей станков является потеря точности вращения из-за изнашивания и разрушения подшипников.

Исследования макро- и микрогеометрии деталей подшипников, их химического состава, структуры и т.п. позволяют оценить состояние контактирующих поверхностей. Анализ такого рода является необходимым, но не достаточным для определения работоспособности и долговечности подшипников качения, поскольку долговечность подшипников определяется по условиям сборки узла и эксплуатации.

Прогнозирование состояния подшипниковых узлов представляет собой комплексное решение задачи по снижению неопределенности в оценке дефектосодержащей ситуации. Эффективность прогнозирования определяется возможностью качественного и количественного анализа диагностической информации.

Перспективной для этого класса задач является превентивная диагностика, суть которой состоит

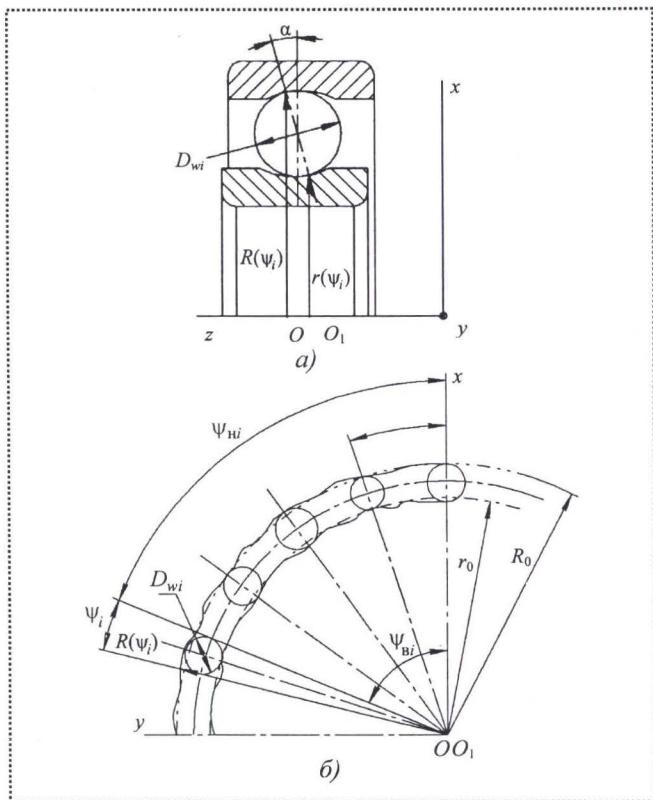


Рис. 1. Основные этапы прогнозирования состояния подшипникового узла

в идентификации начального состояния объекта контроля по сопоставлению с некоторым набором классифицирующих образов и дальнейший анализ диагностического сигнала в целях выявления характеристик возникающего или развивающегося дефекта. Прогностические модели, учитывающие полученную информацию, позволяют судить о работоспособности конкретного подшипникового узла в конкретных условиях (рис. 1).

Исследования радиально-упорных подшипников позволили разработать подход к идентификации состояния контактирующих поверхностей на основе аналитических расчетов и имитационного моделирования с использованием специального программного обеспечения.

Математическое описание пятна контакта в зоне контактирующих поверхностей базируется на представлении радиально-упорных подшипников (рис. 2) с учетом неидеальности поверхностей качения внутреннего и наружного колец, а также разноразмерности тел качения.



**Рис. 2. Сечения неидеального радиально-упорного подшипника:** а – поперечное; б – продольное;  $D_{wi}$  – диаметр  $i$ -го шарика подшипника;  $\psi_i$  – угол, определяемый диаметром  $i$ -го шарика подшипника;  $\psi_{hi}$  и  $\psi_{bi}$  – угловые координаты, соответствующие началу отсчета при задании положения  $i$ -го шарика подшипника по наружному и внутреннему кольцу соответственно (при чистом качении эти координаты совпадают; при сложном движении, включающем проскальзывание и верчение, угловые координаты различаются);  $R(\psi_i)$  и  $r(\psi_i)$  – переменные (соответствующие текущим координатам  $i$ -го шарика подшипника) радиусы поверхности качения наружного и внутреннего колец соответственно;  $R_0$  и  $r_0$  – идеальные радиусы поверхности качения наружного и внутреннего колец соответственно;  $\alpha$  – переменный угол контакта, учитывающий изменение осевой нагрузки

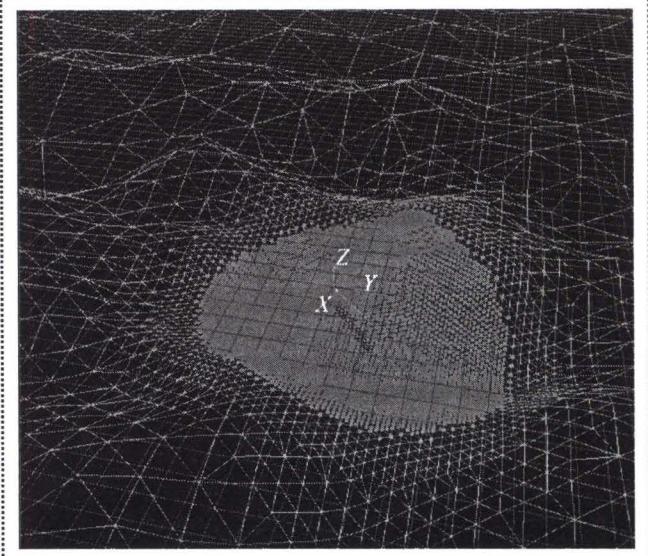
Зоны контакта шарика и наружного кольца (см. рис. 2) могут быть описаны функционалом  $F_R[R(\psi), \alpha, D_{wi}]$ , а зоны контакта шарика и внутреннего кольца – функционалом  $F_r[r(\psi), \alpha, D_{wi}]$ .

Взаимодействие поверхностей, в сложных рельефах которых выделяют волнистость и микронеровность [3], происходит по характерным точкам. При этом справедливыми являются соотношения:

- для микрогеометрии  $L/H = 0...50$ ;
- для волнистости  $L/H = 50...1000$ ,

где  $L$  – расстояние между неровностями по горизонтали (шаг между характерными точками);

$H$  – высота неровностей.



**Рис. 3. Трехмерная структура поверхности зоны контакта внутреннего кольца и шарика подшипника**

Для определения особенностей контакта тел качения и колец необходимо оценить количество характерных точек в зоне контакта:

- для внутреннего кольца

$$n_r = \frac{2\pi r_1}{L};$$

- для наружного кольца

$$n_R = \frac{2\pi R_1}{L},$$

где  $r_1 = R_m - D_w$ ,  $R_1 = R_m + D_w$ ;

$$R_m = 0,5(R_0 + r_0);$$

$D_w$  – номинальный диаметр шарика подшипника;

$L$  – назначается по справочным таблицам [4].

Расчет, выполненный для подшипника 1000807, показал, что число характерных точек для внутреннего кольца не превышает 3960.

Полученное аналитическое описание позволило построить трехмерную структуру поверхности зоны контакта внутреннего кольца и шарика с помощью программного обеспечения RealWave 2 (рис. 3). Структура поверхности состоит из аналитически рассчитанных узлов и линий связи, их соединяющих. На рис. 3 показаны следующие элементы модели: плоскость  $XY$  (ось  $Z$  – вертикаль), которая характеризует номинальный диаметральный размер внутреннего кольца, реальная структу-

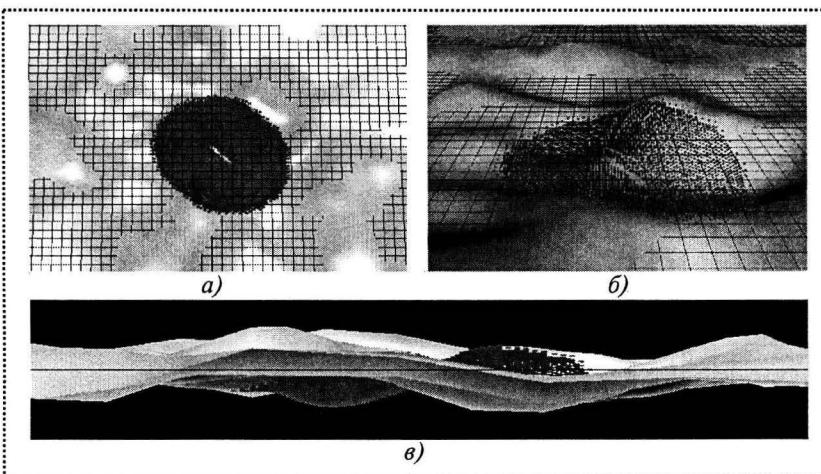


Рис. 4. Трехмерная твердотелая поверхность зоны контакта внутреннего кольца и шарика подшипника:

*a* – вид на плоскость  $XY$ ; *б* – изометрия; *в* – вид на плоскость  $ZY$

ра поверхности внутреннего кольца и проекция зоны контакта шарика с внутренним кольцом.

Смоделированная структура представляет один из вариантов реальных поверхностей в зоне контакта внутреннего кольца и шарика подшипника. На ее основании реализована трехмерная твердотелая поверхность (рис. 4): высоты неровностей внутреннего кольца подшипника от 0 до  $\pm 2$  мкм и экстремумы.

При построении этой поверхности в программном обеспечении RealWave 2 были использованы интерполяционные многочлены Лагранжа, позволяющие построить непрерывную функцию, проходящую через все аналитически выявленные характерные точки. Полученная модель наглядна и вполне удовлетворительна в пределах статического режима. Однако ее реализация требует большого объема вычислений для каждой точки. Кроме этого, поведение функции, описывающей реальную поверхность, между узлами неоднозначно, необходимы дополнительные исследования. Эти замечания существенно ограничивают возможности модели для ее использования при анализе и прогнозировании состояния контактирующих поверхностей в динамическом режиме. Вместе с тем эта информация весьма полезна для предварительного описания и выявления потенциально опасных зон.

Более информативной представляется модель, основанная на аппроксимативном подходе. Для ее реализации необходимо выявить характерные точки в зоне контакта, оказывающие наиболее существенное влияние на напряженное состояние по-

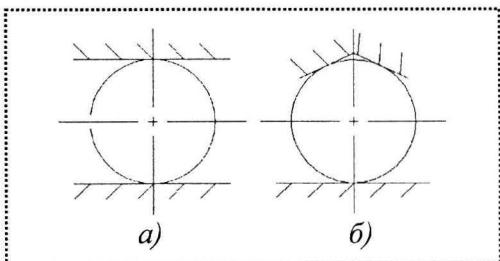


Рис. 5. Типы контактов наружного и внутренне-го колец с шариком подшипника

верхностей, и, используя определенный набор базисных функций, получить параметрическое описание контактирующих поверхностей.

Одним из возможных вариантов базисных функций являются полиномы Безье, параметрически задающие кривые разного порядка. В общем виде параметрическая кривая Безье определена выражением:

$$B(t) = \sum_{i=0}^n P_i b_{i,n}(t), \quad 0 < t < 1,$$

где  $P_i$  – функция компонентов векторов опорных вершин;

$$b_{i,n}(t) = C_i^n t^i (1-t)^{n-i}$$

– базисные функции кривой Безье – полиномы Бернштейна,  $n$  – степень полинома;

$i$  – порядковый номер вершины.

Из анализа особенностей поверхностей в зоне контакта следует, что возможны два типа контакта: двойной (рис. 5, *а*), при котором зоной контакта условно принята одна характерная точка, и много-кратный (рис. 5, *б*), при котором зоной контакта условно принимается множество характерных точек. При этом в характерных точках происходит усиление или ослабление напряженно-деформированного состояния зоны контакта.

Для нахождения минимального числа характерных точек в зоне контакта радиус шарика подшипника условно принимаем бесконечно малым. Тогда с учетом влияния геометрических параметров наружного и внутреннего колец подшипника (идеальных  $R_0$  и  $r_0$ , минимальных  $R_{\min}$  и  $r_{\min}$ , максимальных  $R_{\max}$  и  $r_{\max}$ ) очевидно, что контакт является двойным (см. таблицу).

Поле напряжений поверхности контакта существенно зависит от геометрических характеристик зоны контакта: диаметров тел качения, а также со-



**Рис. 6. Изменения поля напряжений контактирующих поверхностей:**  $D_{\max}$ ,  $D_{\min}$  – соответственно максимальный и минимальный диаметры шарика подшипника;  $D_{\min} \rightarrow \max$  – варьирование диаметра шарика подшипника от минимального до максимального

четания параметров внутреннего и внешнего колец. На рис. 6 представлены тенденции изменения поля напряжений контактирующих поверхностей в зависимости от их геометрических особенностей для ситуации, заданной в таблице.

Для анализа циклического нагружения контактирующих поверхностей и влияния на характер контакта предыдущих состояний была реализована замкнутая модель, в которой учтено повторное прохождение характерных точек и, следовательно, накопление напряжения в поверхностном слое. Возможные профили сечений, имитирующие две предельные ситуации, представлены на рис. 7: при убывании диаметра и его последующем нарастании и при возрастании диаметра и его последующем убывании.

Анализ диаграмм изменения напряженного состояния поверхностей в зоне контакта при цикличности нагружения показал необходимость использования в качестве аппроксимирующей замкнутую кривую Безье. Образующиеся при этом зоны изменения напряжений для представленных выше моделей показаны на рис. 8.

Это позволяет определить потенциально опасные участки, для которых представляет интерес разработанная в программном продукте SolidWorks

трехмерная твердотелая модель, учитывающая свойства материалов контактирующих поверхностей. На рис. 9 показано поперечное сечение в зоне контакта при прохождении шариком характерной точки.

Таким образом, результаты аналитического и имитационного моделирования позволяют выявить наиболее опасные с точки зрения напряженно-деформируемого состояния участки в зонах контакта и тем самым оценить тенденции дефектообразования в виде питтинга.

Реальный мониторинг состояния подшипникового узла реализуется через *анализ диагностических сигналов*, которые в данном случае могут иметь различную природу, определяемую способом контроля. Общим для такого рода информации является нестационарность анализируемых процессов. Большинство используемых в настоящее время методов диагностики не позволяет осуществлять одновременную локализацию дефекта во времени (пространстве) и его идентификацию по частотному составу диагностического сигнала, что объясняется, прежде всего, естественными ограничениями спектрального подхода к анализу сигналов. Перспективным направлением развития классического спектрального подхода к решению многих задач приближения функций и представления сигналов стал вейвлет-анализ [1, 2, 5].

В основе вейвлет-преобразования лежит представление сигнала в виде разложения по базисным функциям, которые могут быть различными (в том числе функции со скачками уровня, некоторые модулированные синусоиды и т.п.), что позволяет осуществлять оптимальное представление нестационарных сигналов на основе выбора подходящего вейвлета.

Базис вейвлет-разложения составляет локализованная во времени, т.е. быстро убывающая солитоноподобная функция  $\psi_{ab}(t)$ , которая образуется из некоторого прототипа  $\psi(t)$  путем дилатаций

#### Возможные варианты сочетаний ситуаций в зоне контакта подшипника

| Кольцо     | № состояния |       |            |            |            |            |            |            |            |
|------------|-------------|-------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
|            | 0           | 1     | 2          | 3          | 4          | 5          | 6          | 7          | 8          |
| Внутреннее | $r_{\min}$  | $r_0$ | $r_0$      | $r_0$      | $r_{\max}$ | $r_{\max}$ | $r_{\max}$ | $r_{\min}$ | $r_{\min}$ |
| Наружное   | $R_{\max}$  | $R_0$ | $R_{\min}$ | $R_{\max}$ | $R_0$      | $R_{\min}$ | $R_{\max}$ | $R_0$      | $R_{\min}$ |

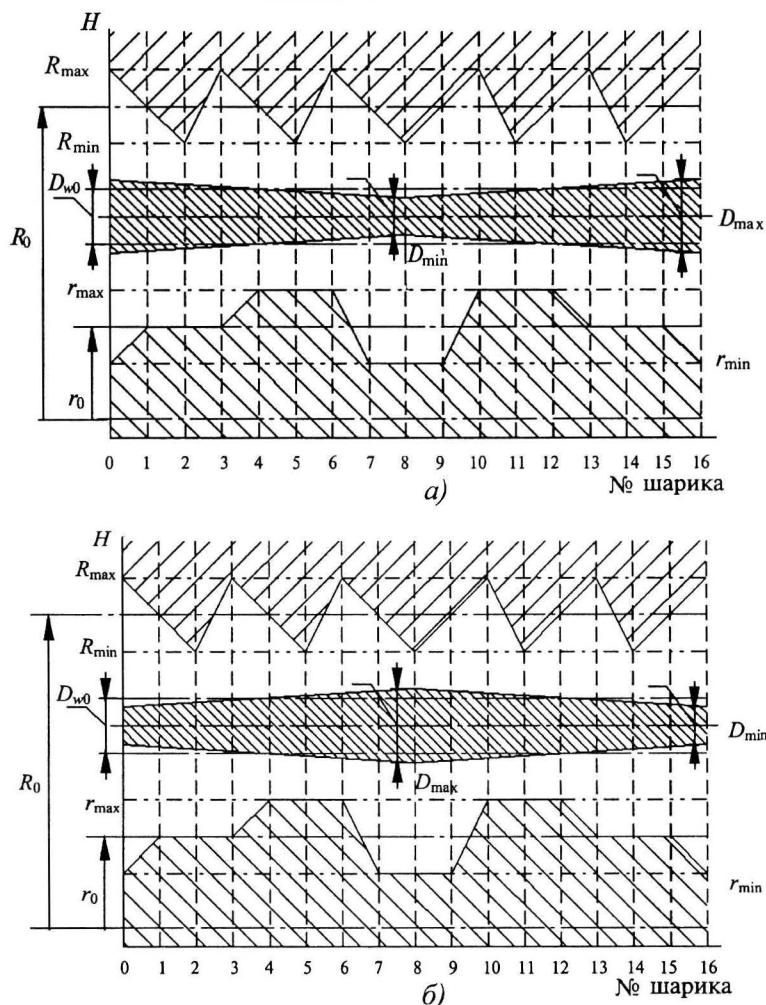


Рис. 7. Сечения поверхности в зоне контакта при изменении диаметра шарика подшипника:  
а – при убывании; б – при возрастании

(сжатий и растяжений) и сдвигов. В общем виде вейвлеты могут быть заданы выражением:

$$\psi_{ab}(t) = a^{-\frac{1}{2}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right), \quad (1)$$

где  $b$  – задает положение вейвлетов – смещение по физической оси (временная пространственная координата);

$a$  – характеризует ширину вейвлетов, т.е. определяет их масштабирование.

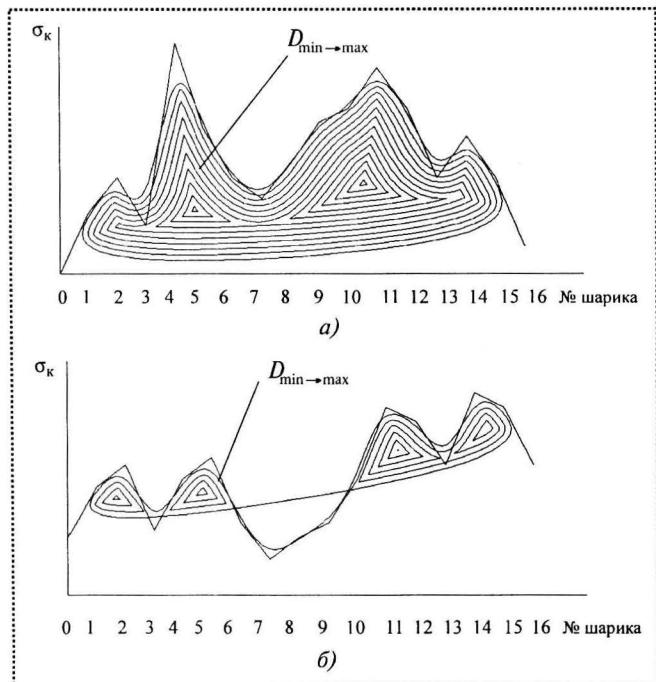
Непрерывное вейвлет-преобразование определяется сверткой исследуемой функции  $s(t)$  с вейвлет-функцией  $\psi_{ab}(t)$ :

$$W(ab) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t) \psi_{ab}(t) dt, \quad (2)$$

результатом которой является двумерный набор коэффициентов  $W(a, b)$  – вейвлет-спектр, причем для каждой пары значений  $a$  и  $b$  значение коэффициента определяет амплитуду соответствующего вейвлета.

По смыслу преобразования, как скалярного произведения анализируемого сигнала  $s(t)$  с вейвлетом, очевидно, что значения коэффициентов в каждой текущей временной точке по масштабным сечениям тем больше, чем сильнее корреляция между вейвлетом данного масштаба и поведением сигнала в окрестностях этой точки. Соответственно, масштабные сечения демонстрируют изменение компонентов данного масштаба со временем.

При непрерывном изменении параметров масштаба  $a$  и сдвига  $b$  для расчета вейвлет-спектра не-



**Рис. 8. Определение потенциально опасных мест при аппроксимации замкнутой кривой Безье для моделей, представленных:**

*a* – на рис. 7, *a*; *б* – на рис. 7, *б*

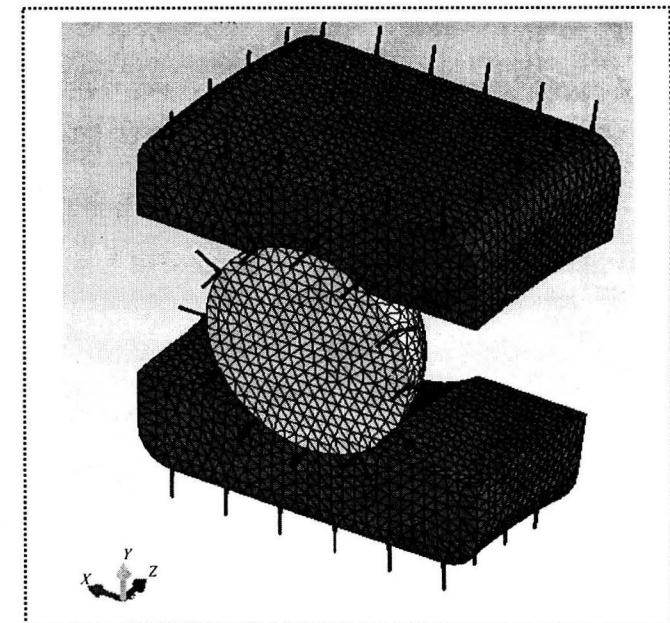
обходимы большие вычислительные затраты. При этом множество функций  $\psi_{ab}(t)$  является избыточным. В этой связи в практике вычислений используется дискретизация параметров *a* и *b*.

Для реализации вычислительных процедур наиболее оптимальным является изменение параметров масштаба и сдвига пропорционально степени двойки:  $a = 2^j$ ,  $b = k2^j$ , где *j*, *k* – целые числа. При этом значение *k* определяет смещение вейвлета по физической оси, а значение *j* задает уровень декомпозиции сигнала, причем за нулевой уровень *j* = 0 обычно принимается уровень максимального временного разрешения сигнала, т.е. сам сигнал. В этом случае базисный вейвлет (1) принимает вид

$$\psi_{jk}(t) = 2^{-j/2} \psi(2^{-j}t - k). \quad (3)$$

Подобная диадическая сетка дискретизации исключает перекрытия носителей вейвлетов и, таким образом, устраняет избыточность в ходе вейвлет-анализа.

Анализируемый диагностический сигнал  $s(t)$ , первоначально непрерывный, при обработке подвергается дискретизации, как правило, равномерной. В этом случае коэффициенты вейвлет-преобразова-



**Рис. 9. Трехмерная твердотельная модель в программном продукте SolidWorks**

ния  $W_{jk}$  определяются как свертка анализируемой дискретной последовательности и базисной вейвлет-функции (3), а в качестве конечного результата расчета берется абсолютная величина получившегося комплексного числа. Тогда исследуемый сигнал  $s(t)$  может быть представлен следующим образом:

$$s(t) = \sum_{j \in M} \sum_{k \in L} |W_{jk}| \psi_{jk}(t), \quad (4)$$

где *M* и *L* – пределы изменения переменных *j* и *k* – определяются частотным диапазоном анализируемого сигнала и разрешением диадической сетки.

Таким образом, любой диагностический сигнал может быть представлен суперпозицией масштабных преобразований и сдвигов базисного вейвлета с коэффициентами, зависящими от масштаба (частоты) и параметра сдвига (времени или координаты). Данный алгоритм вычисления позволяет определить динамику всех коэффициентов вейвлет-преобразования исследуемого сигнала. Работоспособность алгоритма подтверждена имитационным экспериментом, проведенным в системе MathCAD.

Анализ вейвлет-преобразований диагностических сигналов показывает, что даже на ранних стадиях развития дефекта вейвлет-спектр характеризуется существенными изменениями на соответствующих масштабах.

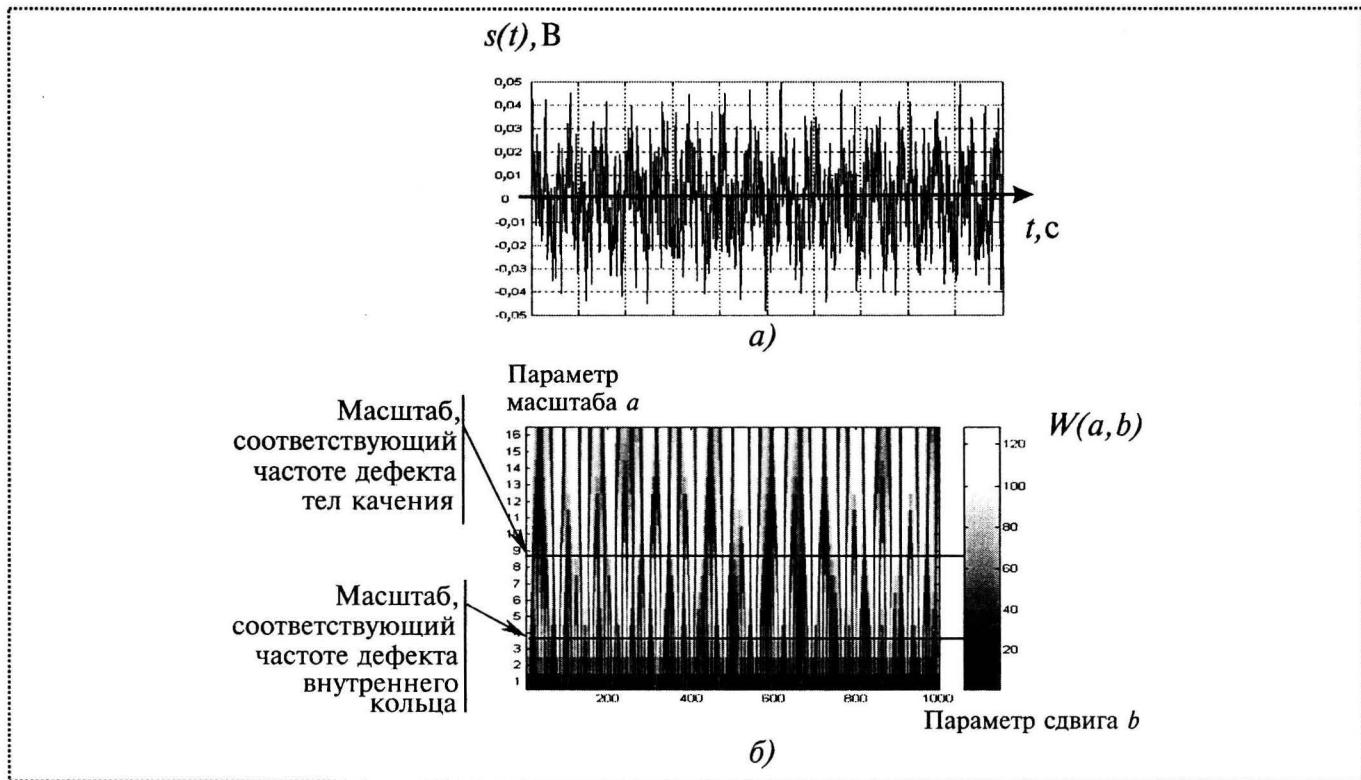


Рис. 10. Диагностический сигнал исправного подшипника (а) и его вейвлет-спектр (б)

На рис. 10 представлен диагностический сигнал вибрации  $s(t)$  и вейвлет-спектр исправного подшипника, где отмечены масштабы, соответствующие частотным составляющим, характерным для дефектов тел качения и внутреннего кольца.

При обнаружении отклонения текущего спектра от соответствующего элемента базы данных о классах состояния поверхности осуществляется процедура диагностики, т.е. реализуется алгоритм идентификации вида дефекта и локализации его во времени (пространстве), который, в свою очередь, включает определение начальных условий анализа (границы спектра диагностируемого сигнала, объем реализации, начальный параметр дилатации и ряд других), вычисление вейвлет-коэффициентов для каждого значения параметра сдвига, анализ результатов вейвлет-преобразования.

На рис. 11 представлены вейвлет-спектры диагностического сигнала вибрации подшипника, полученные во время оперативного контроля:

- через 34 ч после начала мониторинга дефект был локализован: изменение яркости и периодичности вейвлет-спектра (рис. 11, а) соответствует масштабу, характерному для дефекта внутреннего кольца;

- через 150 ч после начала мониторинга дефект внутреннего кольца достиг критического значения, о чем свидетельствуют изменения на соответствующем масштабе вейвлет-спектра (рис. 11, б); дальнейший анализ подшипникового узла подтвердил результаты оперативной диагностики.

Значимость вейвлет-преобразования диагностического сигнала заключается, прежде всего, в том, что его результатом является двумерный информационный массив, характеризующий как изменение спектра сигнала, так и его изменение во времени (пространстве). О зарождении дефекта, как показывают вейвлет-преобразования модельных сигналов, можно судить на основании качественного анализа вейвлет-спектра диагностического сигнала. Идентификация вида дефекта подшипника по вейвлет-спектру сигнала связана с задачей распознавания образов.

Алгоритмы идентификации строят на векторном представлении спектрограммы, при котором частотный диапазон  $f_{\min}; f_{\max}$  разбивают на  $n$  равных интервалов величиной  $\Delta$ . Спектрограмма интерпретируется как вектор,  $j$ -й элемент которого определен значениями спектра в интервале  $[f_{\min} + (j-1)\Delta; f_{\min} + j\Delta]$ . Таким образом, векторы, полученные на основе

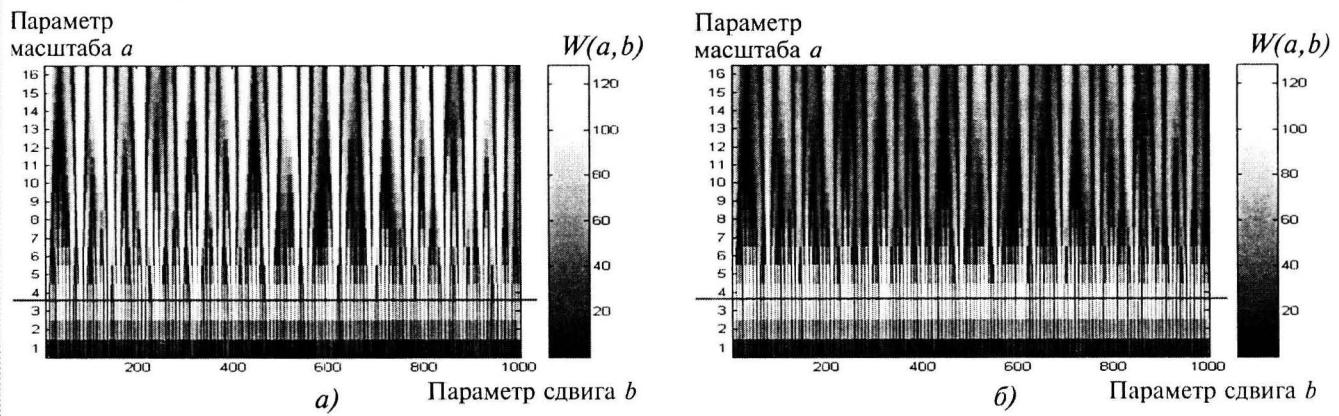


Рис. 11. Вейвлет-спектр диагностического сигнала подшипника:

*a* – в момент локализации дефекта на внутреннем кольце; *b* – при достижении дефектом критического значения

вейвлет-анализа сигналов вибрации подшипников с фиксированными, известными дефектами, составляют так называемую *библиотеку эталонов*, или, иначе, *банк диагностических карт*.

В методах распознавания используют как геометрические подходы, основанные на минимизации расстояния между векторами-эталонами и векторами, составленными из диагностических признаков, так и подходы, использующие меры сходства указанных векторов.

Анализ результатов натурных и имитационных экспериментов показал эффективность корреляционного подхода, когда в качестве меры сходства эталонного и анализируемого спектров используется коэффициент корреляции

$$r_{ij} = \frac{\text{cov}(U_i, V_j)}{S_{U_i} S_{V_j}} = \frac{\sum_{k=1}^n u_{ik} v_{jk}}{\left[ \left( \sum_{k=1}^n u_{ik}^2 \right) \left( \sum_{k=1}^n v_{jk}^2 \right) \right]^{1/2}}, \quad (5)$$

где  $U_i = \{u_{i1}, u_{i2}, \dots, u_{in}\}$  – комплекс диагностических признаков, соответствующих наблюдаемому техническому состоянию подшипниковых узлов;

$V_j = \{v_{j1}, v_{j2}, \dots, v_{jn}\}$  – эталонный вектор диагностических признаков, соответствующих конкретной дефектосодержащей ситуации;

$S_{U_i}, S_{V_j}$  – среднеквадратические отклонения вектора диагностических признаков и эталонного вектора соответственно.

Соответствующим экспериментальному признается тот эталонный спектр, для которого коэффициент корреляции  $r_{ij}$  максимальен.

## Вывод

Предложенный подход к организации превентивной диагностики базируется на моделировании напряженно-деформированного состояния контактирующих поверхностей, на статистических моделях развития дефектов, полученных на основании предварительных исследований, а также использует информацию, полученную непосредственно при мониторинге состояния. Это позволяет повысить достоверность прогноза работоспособности подшипников качения и организовать обоснованную систему планово-предупредительного ремонта оборудования.

## Список литературы

- Дремин И.Н., Иванов О.В., Нечитайло В.А. Вейвлеты и их использование // Успехи физических наук. 2001. Т. 171. № 5. С. 465–501.
- Обобщенный спектрально-аналитический метод обработки информационных массивов. Задачи анализа изображений и распознавания образов / Ф.Ф. Дедус, С.А. Махортых, М.Н. Устинин, А.Ф. Дедус / под общ. ред. Ф.Ф. Дедуса. М.: Машиностроение, 1999.
- Суслов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. М.: Машиностроение, 2000. 320 с.
- Черменский О.Н., Федотов О.В. Подшипники качения: справочник-каталог. М.: Машиностроение, 2003. 567 с.; ил.
- Штриков Б.Л., Батищева О.М. Прогнозирование состояния подшипниковых узлов на основании вейвлет-анализа сигналов вибрации // "Высокие технологии в машиностроении": материалы между. науч.-техн. конф. Самара. 2004. С. 109–111.



УДК 620.179.16

**А.Л. Углов, д-р техн. наук (Научно-исследовательский центр  
контроля и диагностики технических систем, г. Нижний Новгород),  
А.А. Хлыбов, канд. техн. наук (Нижегородский  
государственный технический университет)**

## Особенности конструкции ультразвукового датчика для контроля неоднородного распределения напряжений в плоских элементах конструкций

Приведено описание конструкции пьезоэлектрического датчика, который может быть использован в задачах контроля неоднородного напряженного состояния.

Приведены результаты экспериментальных исследований, показывающие, что использование предложенной авторами конструкции датчика позволяет с высокой точностью проводить измерение напряженного состояния.

*There is the description of piezoelectric transducer design that can be used for the problems of non-homogeneous stresses control.*

*There are the results of experimental investigations demonstrated that the exploitation of offered transducer design allows to take the measurements of non-homogeneous stresses with high accuracy.*

Оценка надежности и безопасности работающих объектов не будет полной без достоверного представления об их напряженно-деформированном состоянии (НДС) [1]. Природа появления напряжений многообразна: это могут быть напряжения, возникающие в процессе эксплуатации конструкции и напряжения и в процессе изготовления конструкции (остаточные напряжения), например в процессе сварки.

Известно, что для оценки напряженного состояния можно использовать явление *акустоупругости*, т.е. зависимости скорости распространения упругих волн от напряжений. Теоретические выражения для расчета напряжений у разных авторов, в зависимости от используемых приближений, имеют различный вид [2–4]. Существующее современное оборудование, используемое для определения напряжений в конструкции акустическим способом, измеряет время распространения упругих волн. Уравнения для определения напряженного состояния материала с текстурой проката через из-

мерения задержек импульсов упругих волн записаны в следующем виде [3]:

$$\sigma_1 = K_1^{\parallel} \left( \frac{t_{01} t_3}{t_{03} t_1} - 1 \right) - K_2 \left( \frac{t_{02} t_3}{t_{03} t_2} - 1 \right); \quad (1)$$

$$\sigma_2 = K_1^{\perp} \left( \frac{t_{02} t_3}{t_{03} t_2} - 1 \right) - K_2 \left( \frac{t_{01} t_3}{t_{03} t_1} - 1 \right), \quad (2)$$

где  $t_1, t_2, t_3, t_{01}, t_{02}, t_{03}$  – задержки импульсов сдвиговых, продольной волн и начальные значения задержек;

$K_1^{\parallel}, K_1^{\perp}, K_2$  – коэффициенты, значения которых определяются следующими соотношениями:

$$K_1^{\parallel} = \frac{k_1^{\parallel} - k_3}{(k_1^{\parallel} - k_3)(k_1^{\perp} - k_3) - (k_2 - k_3)^2}; \quad (3)$$

$$K_1^{\perp} = \frac{k_1^{\perp} - k_3}{(k_1^{\parallel} - k_3)(k_1^{\perp} - k_3) - (k_2 - k_3)^2}; \quad (4)$$

$$K_2 = \frac{k_2 - k_3}{(k_1^{\parallel} - k_3)(k_1^{\perp} - k_3) - (k_2 - k_3)^2}, \quad (5)$$

где  $k_1^{\parallel}, k_1^{\perp}, k_2^{\parallel}, k_2^{\perp}$  – акустоупругие коэффициенты, которые определяются в экспериментах на одноосное растяжение длинных плоских (стандартных) образцов из материала контролируемой конструкции;

индекс  $\parallel$  – совпадение поляризации сдвиговой волны с направлением действия растягивающих (сжимающих) нагрузок, создаваемых в длинном образце;

индекс  $\perp$  – положение датчика сдвиговой волны, при котором вектор поляризации перпендикулярен направлению растягивающих (сжимающих) нагрузок.

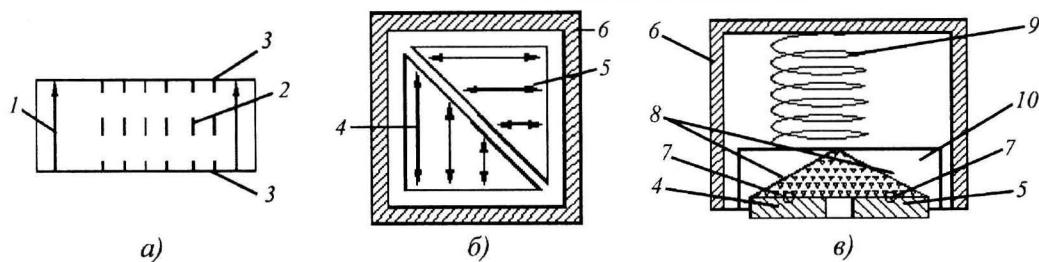


Рис. 1. Датчик для измерения напряженного состояния:

*a* – схема разрезки пьезокерамики; *б* – расположение излучателей; *в* – датчик в разрезе; 1 – направление поляризации; 2 – направление разрезки; 3 – электроды; 4, 5 – сдвиговые пьезопластины с взаимно-перпендикулярной ориентацией; 6 – магнитный экран; 7 – электрический контакт; 8 – демпфер; 9 – пружина; 10 – механический корпус

В случае одноосного напряженного состояния напряжение  $\sigma_1$  имеет вид

$$\sigma_1 = D^{\parallel} \left( \frac{t_{01} t_2}{t_{02} t_1} - 1 \right), \quad (6)$$

где  $D^{\parallel}$  – коэффициент упругоакустической связи для одноосного напряжения, действующего вдоль направления проката, который вычисляется по формуле

$$D^{\parallel} = \frac{1}{k_1^{\parallel} - k_2^{\parallel}}. \quad (7)$$

Так как изменение скорости упругих волн не превышает 2 % при изменении напряжений до значений  $\sigma_{02}$ , то, соответственно, относительная погрешность измерения задержки должна быть не выше  $10^{-4}$ . Это условие накладывает высокие требования к точности и стабильности измерения времени распространения упругих волн.

Несмотря на простоту измерения напряженного состояния, в проблеме практического, инженерного применения по-прежнему остается много вопросов. В частности, район сварного шва или концентратор напряжений характеризуется сложным распределением напряжений. Напряжения могут существенно меняться на длине в несколько миллиметров. Акустический метод контроля напряженного состояния позволяет получать данные о напряжениях в области распространения упругих волн, т.е. определяется площадью акустического датчика.

Для увеличения точности измерений и уменьшения погрешности вследствие неравномерного распределения напряжений авторы использовали конструкцию датчика, представленную на рис. 1. Такая конструкция датчика позволяет вводить

сдвиговые волны во взаимно-перпендикулярных направлениях практически в одной точке контролируемой поверхности.

Датчик состоит из двух пьезокерамических излучателей (приемников) сдвиговых волн, с взаимно-перпендикулярной поляризацией. В качестве излучателя сдвиговых волн используют пьезокерамические пластины. Пластины вырезали из заготовки поляризованной пьезокерамики. Направление реза совпадает с направлением поляризации. После разрезки на поверхности пьезопластин вжигали токопроводящий слой, к которому припаивали в дальнейшем проводники. Схема разрезки пьезокерамики представлена на рис. 1, *а*. Толщина среза определяется:

$$h = \frac{v}{2f_p}, \quad (8)$$

где  $v$  – скорость упругих волн в пьезокерамике;

$f_p$  – частота механического резонанса, которая зависит от затухания упругих волн.

На рис. 1, *б* показано расположение излучателей. Для изготовления такого датчика пьезопластины 4, 5 размером 5×5 мм разрезали по диагонали. Далее пластины поворачивали таким образом, чтобы направление поляризации (показано стрелками на рис. 1, *б*) составляло 90°. Излучающие плоскости пьезопластин должны лежать на одном уровне для получения стабильного и надежного акустического контакта. Со стороны, противоположной плоскости акустического контакта, пьезопластины приклеивали к механическому демпферу 8 в форме пирамиды. Демпфер изготавливают из пластифицированной эпоксидной смолы, в которую в объемном соотно-

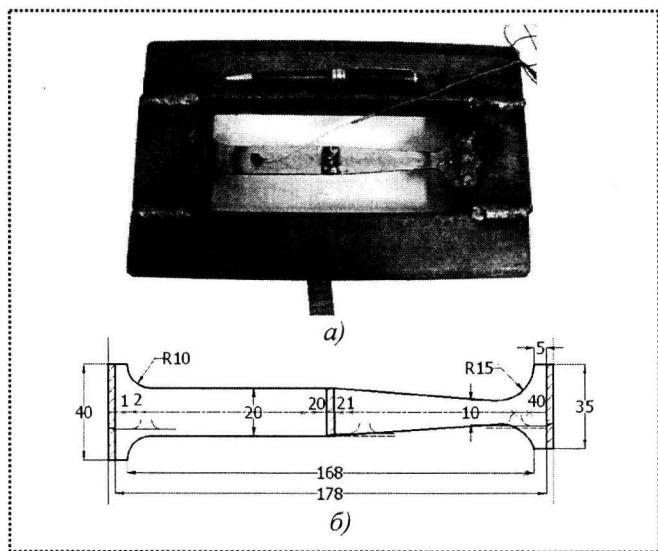


Рис. 2. Сварной образец в жестком контуре. Сталь X70:  
а – общий вид; б – схема

шении 1:1 вносили наполнитель из вольфрамовых шариков со средним диаметром 0,05 мм.

Достаточно высокая плотность материала пирамиды обеспечивала ее высокие демпфирующие свойства, а создававшийся градиент плотности по высоте пирамиды способствовал уменьшению эффекта "паразитных" переотражений упругих волн от ее боковых граней.

Датчик экранировали цельнометаллическим магнитным экраном 6. Такой магнитный экран совместно с пружиной 10 обеспечивал фиксированный акустический контакт с контролируемой конструкцией.

Далее приведены результаты контроля напряженного состояния длинных плоских образцов, вырезанных вдоль направления проката. Для таких образцов напряженное состояние можно рассматривать близким к одноосному.

Образцы вставляли и сваривали в жестком контуре. Образец из стали X70 предварительно был разрезан посередине рабочей части и сварен, далее его помещали в жесткий контур и приваривали к нему (рис. 2).

#### *Механические свойства стали X70*

|   |     |
|---|-----|
| Временное сопротивление разрыву, МПа, $\sigma_b$ . . . . .          | 590 |
| Предел текучести, МПа, $\sigma_{02}$ . . . . .                      | 580 |
| Относительное удлинение, %, $\delta$ . . . . .                      | 24  |
| Ударная вязкость, Дж/см <sup>2</sup> , KCV <sup>-60</sup> . . . . . | 146 |

Размеры образца представлены на рис. 3. После проведения сварки в образце возникли растягивающие напряжения.

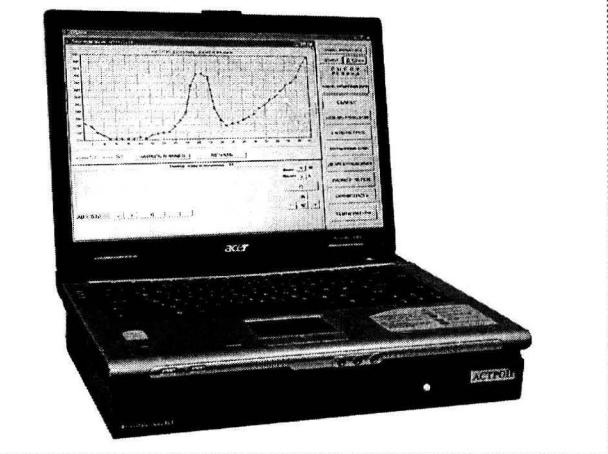


Рис. 3. ИВК "Астрон"

Измерения проводили с помощью измерительно-вычислительного комплекса (ИВК) "АСТРОН" [5] (рис. 3).

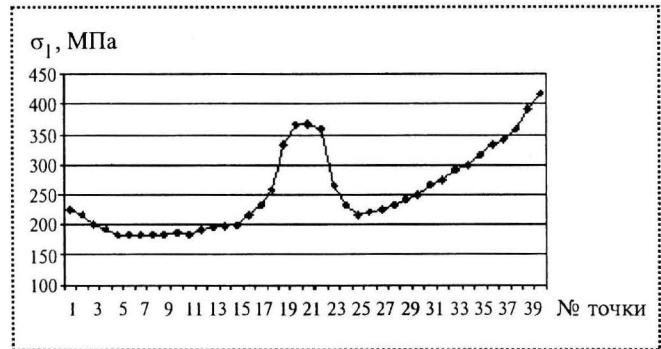
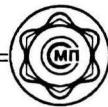
#### *Основные характеристики ИВК "АСТРОН".*

|   |               |
|---|---------------|
| Число независимых каналов для подключения пьезопреобразователей . . . . . | 6             |
| Диапазон частот пьезоэлектрических преобразователей, МГц . . . . .        | 0,5...30      |
| Диапазон измеряемых временных интервалов, мкс . . . . .                   | от 0,5 до 400 |
| Погрешность измерения временных интервалов, нс . . . . .                  | 1             |

При проведении измерений акустическим датчиком сканировали по поверхности. Образец разбивали на 40 зон, что соответствует шагу сканирования 5 мм. ИВК "АСТРОН" позволяет заносить в базу данных для одной точки измерений информацию до 6 датчиков. Также работает режим усреднения данных по любому количеству измерений. Время проведения измерений в одной точке 5...10 с.

В алгоритме расчета напряженного состояния присутствует значение задержек, соответствующих нулевому значению напряжений. Эти задержки определяли по эталонному (отожженному) образцу, изготовленному из той же марки стали, что и сварной образец.

На рис. 4 представлено распределение напряжений  $\sigma_1$  по длине образца. Анализируя полученный результат, можем сказать, что для точек 1...3 сказывается влияние напряжений от сварного шва. Далее наблюдаем равномерное распределение вдоль образца с постоянной шириной (точки 5...17). В точках 18...23 сказывается влияние центрального

Рис. 4. Распределение напряжений  $\sigma_1$  по длине образца

сварного шва. Затем наблюдаем рост напряжений в сужающейся части образца (точки 27...38).

### Выводы

Приведенные экспериментальные данные показывают, что:

1) для сложного распределения напряжений по поверхности конструкций можно использовать датчик, предложенный в данной работе;

2) применение представленного в работе совмещенного датчика позволяет снизить погрешность измерения.

### Список литературы

- Митенков Ф.М., Углов А.Л., Пичков С.Н., Попцов В.М. О новом методе контроля повреждаемости материала оборудования ЯЭУ и аппаратно-программных средствах для ее реализации // Проблемы машиноведения и надежности машин. 1998. № 3. С. 3–9.
- Неразрушающий контроль: справочник // под редакцией В.В. Клюева. Т. 4. М.: Машиностроение, 2004. 736 с.
- Никитина Н.Е. Акустоупругость. Опыт практического применения. Н. Новгород: Телма, 2005. 208 с.
- Борренко В.М., Куценко А.Н., Рудаков А.С. Акустическая тензометрия // Контроль. Диагностика. 2001. № 4. С. 23–39.
- Измерительно-вычислительный комплекс "АСТРОН". Технические условия НЛСГ.411731.002ТУ.

### СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

Рекомендуемые посадки для подшипников скольжения, в том числе пластмассовых, с указанием максимального и минимального значений зазоров или, другими словами, эксцентрикситетов осей вала и втулки, необходимых при расчете, приведены в таблице.

#### Рекомендуемые посадки и поля допусков сопряжения вал–втулка для приборных подшипников скольжения

| Интервал размера диаметра вала, мм |     | Поле допуска (зазор), мкм, для подшипников и сопряжений |       |       |            |       |       |       | Интервал размера диаметра вала, мм |     | Поле допуска (зазор), мкм, для подшипников и сопряжений |        |        |            |       |         |         |  |  |
|------------------------------------|-----|---|-------|-------|------------|-------|-------|-------|------------------------------------|-----|---|--------|--------|------------|-------|---------|---------|--|--|
|                                    |     | металлических   |       |       | полимерных |       |       |       |                                    |     | металлических   |        |        | полимерных |       |         |         |  |  |
|                                    |     | H7/f7   | H7/e8 | H7/d9 | H8/f8      | H8/e8 | H9/f9 | H9/e9 |                                    |     | E9/h8   | E10/h8 | D10/h8 | D11/h8     | H8/f8 | H11/d11 | H11/c11 |  |  |
| от 1 до 3                          | min | 16  | 24    | 30    | 20         | 28    | 31    | 39    | от 1 до 3                          | min | 28  | 28     | 34     | 34         | –     | 80      | 120     |  |  |
|                                    | max | 26  | 38    | 55    | 34         | 42    | 56    | 61    |                                    | max | 53  | –      | 74     | 94         | –     | 140     | 180     |  |  |
| Св. 3 до 6                         | min | 22  | 32    | 42    | 28         | 38    | 40    | 50    | Св. 3 до 6                         | min | 38  | 38     | 48     | 48         | 88    | 105     | 145     |  |  |
|                                    | max | 34  | 50    | 72    | 46         | 56    | 70    | 80    |                                    | max | 68  | 86     | 96     | 123        | 136   | 180     | 220     |  |  |
| Св. 6 до 10                        | min | 28  | 40    | 55    | 35         | 47    | 49    | 61    | Св. 6 до 10                        | min | 47  | 47     | 62     | 62         | 102   | 130     | 170     |  |  |
|                                    | max | 43  | 62    | 91    | 57         | 69    | 85    | 97    |                                    | max | 83  | 105    | 120    | 152        | 160   | 220     | 260     |  |  |
| Св. 10 до 18                       | min | 34  | 50    | 68    | 43         | 59    | 59    | 75    | Св. 10 до 18                       | min | 59  | 59     | 77     | 77         | 117   | 160     | 205     |  |  |
|                                    | max | 52  | 77    | 111   | 70         | 86    | 102   | 118   |                                    | max | 102   | 129    | 147    | 187        | 187   | 270     | 315     |  |  |
| Св. 18 до 30                       | min | 41  | 61    | 86    | 53         | 73    | 79    | 92    | Св. 18 до 30                       | min | 73  | 73     | 98     | 98         | 143   | 195     | 240     |  |  |
|                                    | max | 62  | 94    | 138   | 86         | 106   | 124   | 144   |                                    | max | 125   | 157    | 182    | 228        | 215   | 325     | 370     |  |  |

П р и м е ч а н и я: Псадка E9/h8 – для наполненных термопластов; посадки E10/h8 и D10/h8 – для сопряжений с подшипниками из сополимеров формальдегида СФД, СТД и др; посадки D11/h8, C10/h8 рекомендуются для опор с подшипниками из ненаполненных полиамидов [160].

УДК 623.83.062

**В.И. Пындац, д-р техн. наук, А.В. Попов**  
(Волгоградская ГСХА, Волгоградский ГАСУ)

## Компоновка передач и трансмиссий со сферическим преобразующим механизмом

Рассмотрены компоновки бесступенчатых передач, обеспечивающих широкий диапазон регулирования за счет преобразования движения посредством сферического механизма. Приведены основы компоновки и унификации передач и некоторые результаты исследований.

Configurations stepless drives the transfers providing a wide range of regulation due to transformation of movement by means of the spherical mechanism are considered. Bases of configuration and unification of transfers and some results of researches are resulted.

Сферический преобразующий механизм с внутренним кольцом в виде вращающейся и качающейся обоймы благодаря наличию элементов, находящихся в сложном колебательном движении, позволяет реализовать наиболее распространенные траектории движения выходного звена с регулированием амплитуды качания на ходу и под нагрузкой, что создает перспективу его использования в бесступенчато регулируемых передачах и трансмиссиях. Управление амплитудой качания влияет на параметры преобразования механизма. Однако основы проектирования и компоновки подобных передач недостаточно разработаны. Целью данной статьи является исследование сферического преобразующего механизма и разработка компоновочных решений передач и трансмиссий с его использованием.

В конструктивно-кинематическом плане рассматриваемый сферический преобразующий механизм может иметь две и три степени свободы  $W$ . На рис. 1 показана аксонометрия преобразующего механизма. На ведущем валу 1 посредством оси 2 установлено внутреннее кольцо 3, которое совершает сложные вращательное и колебательное движения. Поскольку геометрическая ось внутреннего кольца 3 отклонена на регулируемый угол  $\alpha$ , то подшипник качения имеет своей задачей отсекать вращательную составляющую этого сложного дви-

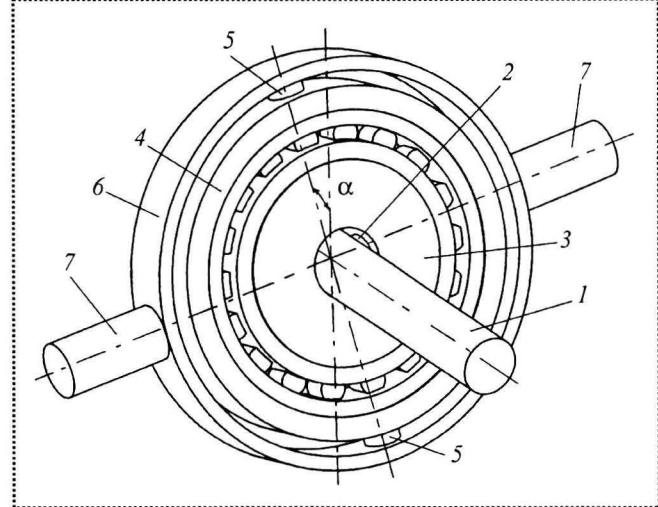


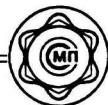
Рис. 1. Сферический преобразующий механизм с  $W = 2$ :  
1 – ведущий вал; 2 – ось; 3 – внутреннее кольцо; 4 – промежуточное кольцо; 5 – пальцы; 6 – наружная обойма; 7 – цапфа

жения. Наружной обоймой подшипник установлен в промежуточном кольце 4, которое колеблется в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Последнее соединено пальцами 5 с наружной обоймой 6, благодаря чему на ее цапфы 7 передается только качательное движение. Амплитуда колебания зависит от величины угла  $\alpha$  и равна двойному его значению. Передаточное отношение передачи зависит от амплитуды качания колец, но на максимальное значение угла накладывается ограничение по прочности конструкции.

Угол наклона внутреннего кольца  $\alpha$  определяет положение системы относительно ведущего вала, значит, амплитуда колебаний наружной обоймы составит  $2\alpha$ , причем угол  $\theta$  поворота наружной обоймы 6 будет определен следующим образом :

$$\theta = \arctg(\operatorname{tg}\alpha \cos\phi), \quad (1)$$

где  $\phi$  – угол поворота ведущего вала преобразующего механизма.



Изменение угла  $\theta$  имеет синусоидальный характер с амплитудой  $\pm\alpha$ , а при перпендикулярном расположении шайбы относительно ведомого вала ( $\alpha = 0$ ) наружная обойма не совершает колебательных движений ( $\theta = 0$ ), и механизм не передает вращение, тем самым реализуется режим муфты сцепления.

Передаточное отношение привода определяется только значением угла  $\alpha$  наклона шайбы и не зависит от того, в какой плоскости этот угол находится. Следовательно, рассмотренный механизм имеет две степени свободы  $W=2$ . Но возможно задать отклонение внутреннего кольца двумя углами  $\alpha$  и  $\beta$ , расположенными в разных плоскостях, каждый из которых будет меньше результирующего, добавляя при этом еще одну степень свободы механизма.

Для увеличения амплитуды качания и диапазона регулирования передаточного отношения передачи или трансмиссии разработана конструктивная схема сферического преобразующего механизма с  $W=3$  (рис. 2), позволяющая увеличить угол наклона без существенного усиления составляющих его элементов. В этой модификации преобразующего механизма подшипник установлен в промежуточном кольце 1, которое совершает сложное колебательное движение. Кольцо соединено пальцами 2 с наружной обоймой 3, благодаря чему отсекаются колебания в плоскости, перпендикулярной цапфам 4, и на них передается только качательное движение обоймы. На цапфах установлены муфты свободного хода 5, посредством которых сообщается прерывистое вращение коническим шестерням 6 для случая использования в бесступенчатой передаче.

Амплитуда колебания зависит от величины угла наклона внутреннего кольца 7 относительно оси ведущего вала 8. Передаточное отношение привода зависит от амплитуды качания колец 7 и 9. Благодаря этому увеличивается амплитуда качания наружной обоймы 3 примерно на 30 % и возрастает диапазон регулирования передачи.

Угол  $\theta$  отклонения наружной обоймы образован плоскостью внутреннего кольца и осью ведущего вала и определяется из выражения:

$$\cos\theta = \sqrt{\frac{\cos^2 \alpha \cos^2 \beta}{\sin^2 \beta \cos^2 \alpha + \cos^2 \beta}}, \quad (2)$$

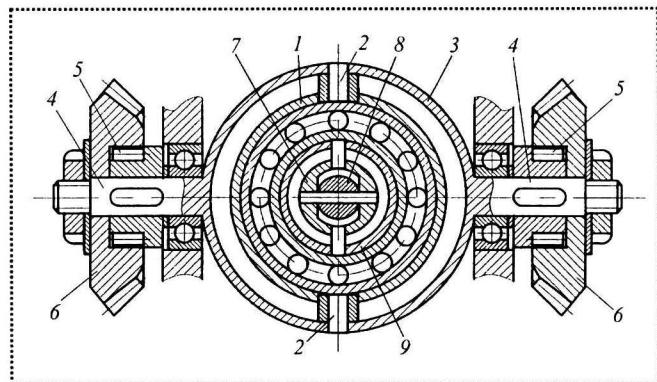


Рис. 2. Сферический преобразующий механизм с  $W=3$ :  
1 – промежуточное кольцо; 2 – пальцы; 3 – наружная обойма; 4 – цапфы; 5 – муфты свободного хода; 6 – конические шестерни; 7 – внутреннее кольцо; 8 – ось ведущего вала; 9 – кольцо

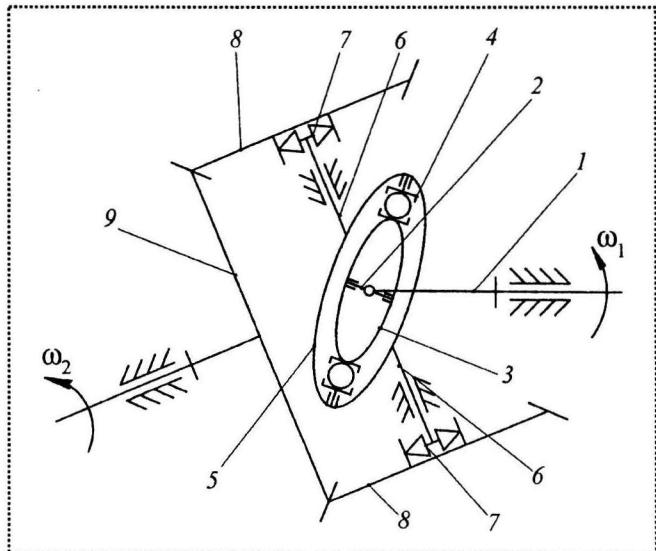
где  $\alpha$ ,  $\beta$  – углы, образованные внутренним кольцом 7 в вертикальной и горизонтальной плоскостях – углами отклонения внутреннего 7 и дополнительного 9 колец соответственно.

Установлено, что изменение угла наклона одного из колец при фиксированном значении другого угла ведет к увеличению размаха качания ведомого звена – наружной обоймы. При этом зависимость амплитуды от углов наклона внутреннего  $\alpha$  и дополнительного  $\beta$  колец полностью определено соотношением (2). При изменении одновременно обоих углов имеет место сдвиг фазы, который равен:

$$\Delta = \arctg \left( \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \right). \quad (3)$$

Эта формула справедлива при условии изменения вначале угла  $\alpha$ , а затем  $\beta$ . В противном случае выражение в скобках будет обратным, так как углы лежат во взаимно-перпендикулярных плоскостях. Следовательно, фаза сместится на угол  $\pi/2$  направления вращения ведущего вала.

Варьировали также знаки отклонения углов внутреннего  $\alpha$  и промежуточного  $\beta$  колец. Для отрицательных значений одного из углов смещение фазы имело знак "−", а для одинаковых знаков − "+". При изменении знаков сразу двух углов отклонения фаза смещается на угол  $\pi$ . Из этого следует, что режимы работы сферического преобразующего механизма будут одинаковы при  $(\alpha, \beta)$  и  $(-\alpha, -\beta)$  и аналогично  $(-\alpha, \beta)$  и  $(\alpha, -\beta)$ , так как смещение фазы будет равно  $\pi$ , а угол  $\theta$  имеет синусоидальный характер.



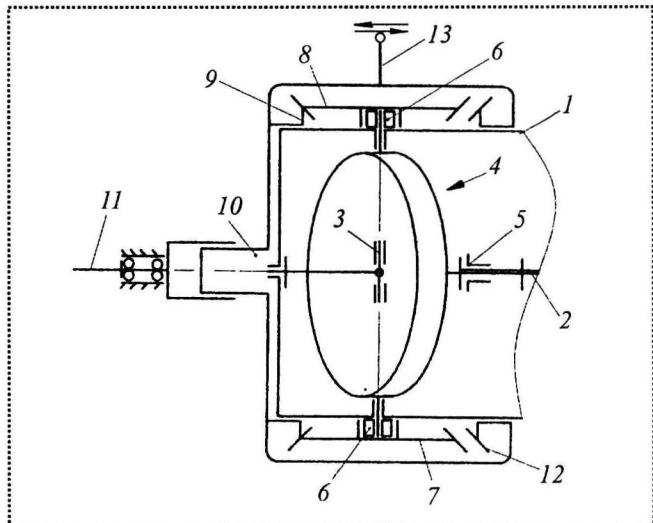
**Рис. 3. Схема бесступенчато регулируемой передачи для преобразования вращательного движения ведущего вала во вращательное движение ведомого вала:**

1 – ведущий вал; 2 – ось; 3 – внутреннее кольцо; 4 – промежуточное кольцо; 5 – наружная обойма; 6 – цапфы; 7 – механизм свободного хода; 8 – конические шестерни; 9 – конические колеса

Замечено, что при  $\alpha = \beta$  сдвиг фазы не зависит от величины этих углов и соответствует значению  $\pi/4$  рад. Для малых углов приращение фазы выражено более крутой кривой, что обуславливает регулировку передаточного отношения сферического преобразующего механизма желательно сразу двумя углами  $\alpha$  и  $\beta$ . При управлении этими углами возможен плавный переход из одного режима в другой на точках пересечения кривых.

Сферические преобразующие механизмы с  $W=2$  и 3 максимально унифицированы между собой. На их основе возможна компоновка бесступенчато регулируемых передач для преобразования вращательного движения ведущего вала во вращательное движение ведомого вала с большим передаточным отношением.

Кинематическая схема подобной передачи представлена на рис. 3. На ведущем валу 1 посредством перпендикулярной оси 2 установлено с возможностью изменения угла наклона внутреннее кольцо 3 сферического преобразующего механизма. В состав механизма входят подшипник, смонтированный в промежуточном кольце 4. Последнее имеет два пальца, шарнирно соединенные с наружной обоймой 5. Обойма смонтирована на опорах в корпусе посредством цапф 6, которые распо-



**Рис. 4. Схема бесступенчатой передачи с реверсом:**  
1 – корпус; 2 – ведущий вал; 3 – ось; 4 – сферический преобразующий механизм; 5 – механизм изменения угла наклона внутреннего кольца; 6 – механизм свободного хода; 7, 8 – конические шестерни; 9 – ведомое коническое колесо; 10 – хвостовик; 11 – ведомый вал; 12 – дополнительное коническое колесо; 13 – устройство для перемещения блока конических колец

ложены в плоскости, перпендикулярной плоскости пальцев.

Передача имеет два механизма свободного хода 7, смонтированных в зазоре между цапфами и коническими шестернями 8. Ведомый вал расположен соосно ведущему и жестко соединен с коническим колесом 9, входящим в зацепление одновременно с обеими коническими шестернями 8.

Механизмы свободного хода 7 развернуты на  $180^\circ$  по отношению друг к другу и включаются поочередно, передавая коническому колесу 9 разные фазы качания наружной обоймы 5. На ведомый вал за один оборот ведущего вала последовательно передаются два однодirectionalных импульса движения.

Механизмы свободного хода обеспечивают вращение ведомого вала только в одну сторону, независимо от направления вращения ведущего вала. Проблему реверсирования простыми средствами решает разработанная компоновка передачи (рис. 4). В ее состав входит: корпус 1 с ведущим валом 2, на котором посредством оси 3 установлен сферический преобразующий механизм 4 (его конструктивные особенности здесь не раскрываются). На ведущем валу с возможностью осевого перемещения условно показан механизм 5 изменения угла



наклона внутреннего кольца, который через поводок взаимодействует с внутренним кольцом преобразующего механизма.

Наружная обойма механизма снабжена цапфами, на которых посредством механизмов свободного хода 6 посажены конические шестерни 7 и 8. Они находятся в зацеплении с ведомым коническим колесом 9, которое жестко соединено с хвостовиком 10 и далее через подвижное шлицевое соединение — с ведомым валом 11. Коническое колесо 9 жестко соединено и с дополнительным коническим колесом 12, образуя блок, который перемещается в осевом направлении с помощью устройства 13.

Для реверсирования хода преобразующий механизм 4 устанавливают в нейтральное положение. В этом положении амплитуда качательной составляющей сложного движения равна нулю. Перемещая посредством устройства 13 блок конических колес 9 влево, его выводят из зацепления, а дополнительное колесо 12 вводят в зацепление с коническими шестернями 7 и 8. После отклонения шайбы ведомому валу сообщается вращение в противоположную сторону — реверс.

Таким образом, простыми средствами достигаются:

- бесступенчатое регулирование угловой скорости ведомого вала 11, включая полную остановку при включенном приводном двигателе и врачающемся ведущем вале 2;
- широкий диапазон регулирования с возможностью реверсирования движения ведомого вала;
- простота и компактность конструкции.

Для транспортных средств, где важна раздача крутящего момента по бортам, разработана конструктивная схема бесступенчатой трансмиссии с двумя качающимися в противофазе сферическими преобразующими механизмами 1 и 2 на ведущем валу 3 и двумя ведомыми валами 4 с маховиками 5 (рис. 5). В этой малогабаритной трансмиссии, которая также заменяет редуктор, раздающий врашающий момент по бортам транспортного средства, в передаточных звеньях делительный диаметр промежуточного зубчатого колеса 6 больше соответствующих диаметров взаимодействующих с ним шестерен 7, размеры которых одинаковы. Это означает, что при передаче момента от шестерен к колесу (и далее на ведомый вал 4) реализуется дополнительное передаточное отношение.

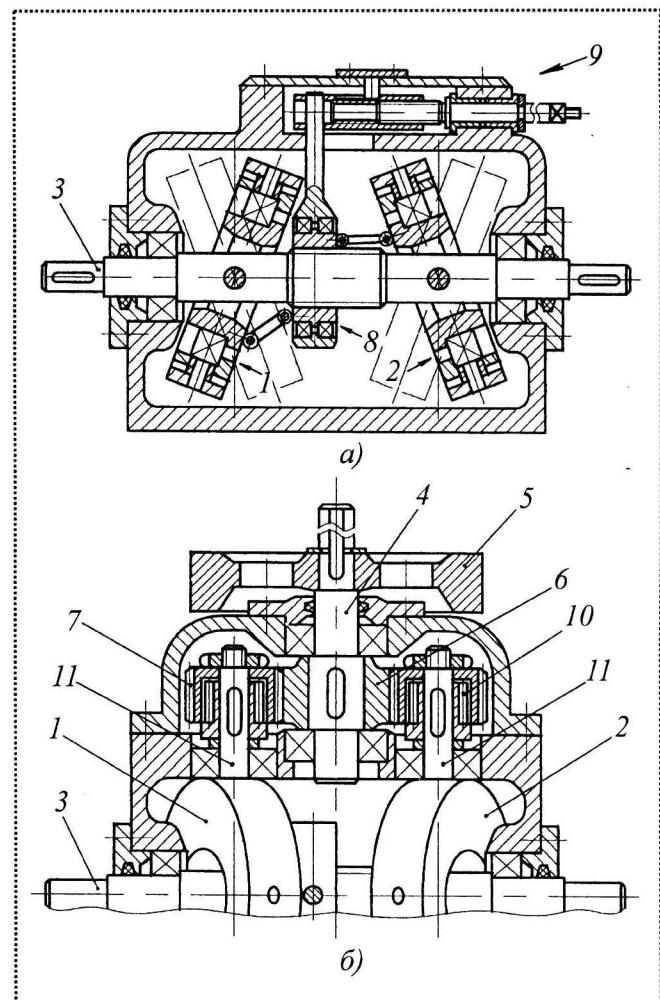


Рис. 5. Трансмиссия с двумя преобразующими механизмами и двумя ведомыми валами:

*a* — вид спереди; *b* — вид сверху; 1, 2 — сферические преобразующие механизмы, качающиеся в противофазе; 3 — ведущий вал; 4 — ведомые валы; 5 — маховик; 6 — зубчатое колесо; 7 — шестерни; 8 — устройство; 9 — винтовая пара; 10 — механизм свободного хода; 11 — цапфы

Сферические преобразующие механизмы с  $W = 2$  управляются одним устройством 8, перемещение которого пропорционально величине одновременного изменения угла наклона внутренних колец в противоположные стороны на углы  $\pm\alpha$ . В исходном положении угол наклона  $\alpha = 0$  и механизмы не совершают качательных движений. Разгон системы с передачей крутящего момента от двигателя на ведомые валы осуществляется за счет мелкой резьбы в винтовой паре 9 управляющего рычага, при этом происходит изменение угла наклона внутренних колец преобразующих механизмов 1 и 2.

После некоторого увеличения угла  $\alpha$  транспортное средство плавно трогается с места и начинает движение с минимальной скоростью. Так как наружные обоймы сферических механизмов совершают движение в противофазе, то механизмы свободного хода 10 на цапфах 11 поочередно приводят во вращение одну из шестерен 7, при этом вторая шестерня вращается вхолостую. При наклоне внутренних колец механизмов 1 и 2 в противоположные стороны (на рис. 5 показано пунктирными линиями) ведущим элементом передаточного звена становится другая шестерня – ее увлекает "свой" механизм свободного хода. Поскольку механизмы 10 на этой стороне развернуты на  $180^\circ$  по отношению к механизмам противоположной стороны, то все шестерни и оба колеса с ведомыми валами 4 вращаются в одну сторону с одинаковой угловой скоростью и передают одинаковые крутящие моменты, которые снимаются с хвостовиков валов.

Представленные на рис. 3...5 передачи и трансмиссии также максимально унифицированы. В частности при относительно одинаковой мощности возможно использование одних и тех же сферических механизмов в различных передачах. По данным теоретических и экспериментальных исследований максимальное значение коэффициента полезного действия передачи составляет 0,82 при  $\alpha = \pm 12^\circ$ , а устойчивый диапазон передаточных отношений достигает 40 (без учета передаточного числа зубчатой передачи).

В предлагаемой трансмиссии получено:

- бесступенчатое регулирование угловой скорости ведомых валов и скорости движения транспортного средства, включая их полную остановку;
- широкий диапазон регулирования при включенном приводном двигателе и врачающемся ведущем вале;
- снижение габаритов трансмиссии, представляющей единый функциональный блок;
- снижение колебаний угловой скорости ведомых валов за счет наличия пары механизмов свободного хода и маховиков для каждого ведомого вала.

В итоге обеспечено повышение стабильности и надежности работы принципиально новой трансмиссии для малогабаритных транспортно-технологических средств.

Использование сферического преобразующего механизма возможно и в приводе устройств воз-

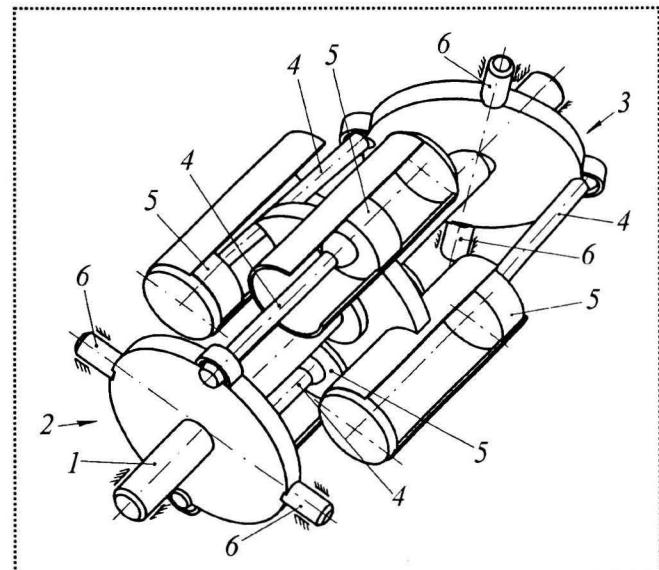
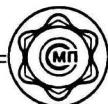


Рис. 6. Привод поршневой машины от двух сферических механизмов:

1 – ведущий вал; 2, 3 – сферические механизмы, качающиеся в одной фазе; 4 – шатуны; 5 – поршни; 6 – цапфы

вратно-поступательного действия – для преобразования вращательного движения в регулируемое возвратно-поступательное. В таких передачах привод рабочих органов работает от покачивающейся наружной обоймы механизма. По этому принципу один сферический преобразующий механизм способен простыми средствами привести в действие четыре поршня поршневой машины, а использование двух таких механизмов, развернутых на  $90^\circ$  по направлению вращения ведомого вала, позволит снизить неравномерность выходного давления за счет более рационального распределения фаз работы цилиндров.

В разработанной схеме поршневой машины (рис. 6) ведущий вал 1 приводит в движение сферические механизмы 2 и 3, наружные обоймы которых совершают качательное движение во взаимно-перпендикулярных плоскостях. Амплитуды их качания в вертикальной и горизонтальной плоскостях будут равны  $\pm\alpha$ . Качательное движение наружных обойм посредством шатунов 4 преобразуется в возвратно-поступательное движение поршней 5. Благодаря перпендикулярному расположению осей цапф 6 наружных обойм фазы движения поршней 5, приводимых от одного преобразующего механизма, не совпадают с фазой движения поршня другого механизма. Благодаря этому происходит сглаживание выходной характе-



ристики (давления рабочей среды) поршневой машины. Очевидно, что, варьируя значением угла  $\alpha$ , можно регулировать производительность и загрузку поршневой машины при постоянной частоте вращения приводного вала 1.

### Вывод

Подобные устройства применимы для относительно тихоходных машин с повышенными диаметрами поршней до 180 мм, перекачивающих неньютоновские жидкости. Перспективно использование подобных машин в качестве нефтепромысловых насосных агрегатов для перекачки буровых, цементных, соляных, песчаных и т.п. растворов. Здесь одной из проблем является регулирование подачи раствора и запуск агрегата под нагрузкой.

Системы на базе сферического преобразующего механизма для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное отличаются:

- компактностью привода;
- возможностью одновременного воздействования двух пар рабочих органов, движущихся в разных фазах;
- отсутствием традиционных коленчатых или эксцентриковых валов.

Это снижает инерционную нагруженность привода с возможностью регулирования хода поступа-

тельно движущихся звеньев. На фоне этого очевидна простота конструкции со снижением ее габаритов и массы.

Разработанные и представленные не в полном объеме компоновки передач и трансмиссий на базе сферического механизма эффективны для мало-мощных технологических, транспортных и поршневых машин, у которых существует необходимость в снижении габаритов и массы конструкции и в бесступенчатом регулировании скорости исполнительного механизма.

Эти передачи позволяют значительно расширить область применения сферических механизмов, целесообразность которых особенно проявляется в машинах, где некоторое пульсирующее движение исполнительных органов благоприятно оказывается на обеспечении высоких показателей производительности и качества выполняемой работы.

С другой стороны, наличие унифицированных деталей и сборочных единиц решает проблему создания и компоновки целой гаммы простых по устройству, компактных и малогабаритных передач и трансмиссий, выходные параметры которых элементарно регулируются на ходу и под нагрузкой, вплоть до их отключения при работающем двигателе.

### СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

Для металлических подшипников скольжения рекомендуется применять посадки: H7/f7; H8/e9; H8/d9, при которых для диаметра цапфы  $d = 1 \dots 5$  мм предельные отклонения размеров вала и отверстия по ГОСТ 25347-82 приведены в таблице.

#### Рекомендуемые допуски и посадки для приборных подшипников скольжения $d = 1 \dots 5$ мм

| $d$ , мм | Отверстие                |      | Вал  |      | Посадка |  |
|----------|--------------------------|------|------|------|---------|--|
|          | Значения отклонений, мкм |      |      |      |         |  |
|          | $ES$                     | $EI$ | $es$ | $ei$ |         |  |
| 1–3      | +10                      | 0    | -18  | -6   | H7/f7   |  |
| 5        | +12                      | 0    | -22  | -10  |         |  |
| 1–3      | +14                      | 0    | -28  | -14  | H8/e8   |  |
| 5        | +18                      | 0    | -38  | -20  |         |  |
| 1–3      | +14                      | 0    | -45  | -20  | H8/d9   |  |
| 5        | +18                      | 0    | -60  | -30  |         |  |

Обозначения:  $ES(es)$  и  $EI(ei)$  – соответственно верхнее и нижнее предельные отклонения.



**В.М. Труханов, д-р техн. наук, В.Е. Трофимов**  
(Волгоградский государственный технический университет)

## Обеспечение надежности зубчатых передач

Рассмотрен вопрос обеспечения надежности зубчатых зацеплений на этапе проектирования дорогостоящих объектов индивидуального и мелкосерийного производства и технология изготовления зубчатых шестеренок, выбор материала, планирование объемов испытаний.

*The question of maintenance of reliability of gear gearings at a design stage of expensive objects of individual and small-scale manufacture and manufacturing techniques of gear gears, a choice of a material, planning of volumes of tests is considered.*

Предприятия, специализирующиеся на изготовлении дорогостоящих изделий специального назначения, имеют довольно крупные конструкторские подразделения, занимающиеся их проектированием. На каждом предприятии существует определенный производственный цикл, который сложился в силу различных причин. Например, оснащенность технологическим оборудованием, укомплектованность кадрами, финансовые возможности предприятия.

При создании сложных дорогостоящих объектов типа подвижных установок большой грузоподъемности специального назначения, в состав которых входят механизмы с зубчатым зацеплением, такие как редукторы, домкраты, важнейшая роль отводится конструктору-разработчику.

В конструкторских отделах существуют уже устоявшиеся методы расчета, следуя которым конструктор может достичь высокого уровня надежности изделия, выбирая оптимальный запас прочности и рациональный вес механизма зацепления. Особенно это важно для изделий индивидуального и мелкосерийного производства, где габаритно-массовые характеристики играют существенную роль.

При проектировании и производстве зубчатых колес большое внимание следует уделять выбору материала для его изготовления.

Для изготовления зубчатых колес используют разные материалы:

- металлические – сталь, бронза, латунь, алюминиевые сплавы и т.д.;

- неметаллические – текстолит, различные пластмассы и т.д.

Основными материалами для изготовления зубчатых передач служат углеродистая и легированная стали, реже – чугун.

Наибольшая надежность и несущая способность передачи могут быть достигнуты, если зубчатые колеса изготовлены из термообработанных сталей.

Механические свойства термообработанного материала в большей степени зависят от размеров зубчатого колеса, так как их стабильность напрямую зависит от скорости охлаждения термически обрабатываемой детали после ее нагрева и если эта скорость охлаждения меньше некоторого критического значения, то материал получается мягче, чем требуется.

Наиболее высокая критическая скорость охлаждения у углеродистых сталей, обладающих в связи с этим наименьшей прокаливаемостью. С присадкой легирующих элементов критическая скорость охлаждения уменьшается, следовательно, для легированной стали нужные механические свойства могут быть получены при больших сечениях деталей.

**Виды термообработок зубчатых колес** условно можно разделить на два вида:

1) термообработку, дающую мягкую рабочую поверхность зубьев менее 320 НВ – это отжиг, нормализация улучшение;

2) термообработку, повышающую твердость рабочих поверхностей зубьев больше 450 НВ – это объемная и поверхностная закалка, цементация, азотирование, цинкование и т.д.

Зубчатые колеса с твердостью 320..450 НВ практически не изготавливают, так как при твердости большей 320 НВ затруднена их обработка зуборежущим и зубодолбежным инструментами, а при твердости 450 НВ не используются все преимущества высокотвердых зубьев.

При первом виде термообработки получается низкая контактная прочность зубьев при достаточно высокой их изломной прочности, соответственно, такую термообработку можно использовать в зубчатых передачах кратковременного действия



(вес и габариты таких передач достаточно высоки) и в малонагруженных передачах.

В длительно работающих передачах несущая способность зубчатых передач лимитирована не изломной прочностью зубьев, а прочностью их рабочих поверхностей, соответственно, в таких передачах необходимо применять второй вид термообработки.

Конструкторы используют оба вида термообработок.

#### **Первый вид термообработки**

**Нормализация** – закалка (температура нагрева при этом в зависимости от марки материала 800...900 °C) с охлаждением на воздухе.

**Улучшение** – закалка и высокий отпуск.

#### **Второй вид термообработки**

**Объемная закалка** – нагрев всей детали с быстрым охлаждением в различных средах (вода, масло, соляные растворы). При объемной закалке используют стали с содержанием углерода больше 0,4 % и легированные стали. При этой термообработке неизбежны искажения формы зубьев, низкое сопротивление ударным нагрузкам и большой разброс в величинах предела выносливости, поэтому объемная закалка не рекомендована для ответственных передач.

Лучшие результаты для получения твердых поверхностей зубьев дает **поверхностная закалка** током высокой частоты (ТВЧ) при малых и средних размерах зубчатых колес и пламенем для крупных зубчатых колес.

Поверхностной закалке подвергают колеса из сталей с содержанием углерода 0,2...0,5 % (например: стали 40, 45, 40Х, 40ХН и др.), при этом твердость рабочих поверхностей зубьев находится в пределах 45...56 HRC.

Поверхностная закалка [1] почти не искажает форму зубьев.

Закалочный слой важно распространить и на впадину зуба, иначе у переходных поверхностей, где заканчивается закалочный слой, появляются значительные внутренние напряжения растяжения, которые суммируются от внешней нагрузки  $P$  в местах наибольшей их концентрации, что значительно снижает прочность зубьев на излом (рис. 1). Такой вид термообработки (закалка только боковых поверхностей зубьев) применяют в тех случаях, когда есть весьма значительный запас прочности по изгибным напряжениям (2,5 раза и более) [2].

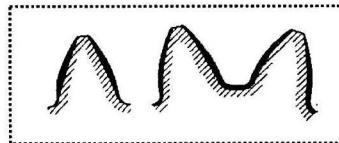


Рис. 1. Поверхностная закалка зубьев

Зубья с малыми модулями (менее 6 мм) по поверхностям обычно не закаливают из-за опасения прокалить зуб насквозь, что сделает зуб хрупким и вызывает его коробление [1].

При закалке каждой впадины отдельно по всему контуру удается значительно повысить прочность зуба на излом по сравнению с объемной.

Поверхностную закалку зубьев ТВЧ применяют иногда при термообработке зубьев больших венцов.

**Цементация** – насыщение поверхностного слоя углеродом с последующей закалкой.

Наибольшую несущую способность (по контактной и изломной прочности) и надежность обычно удается получить при использовании цементации, требующей применения доводочных операций (например: шлифование зубьев), устранивших последствия неизбежного при этой термохимической обработке искажения формы зубьев [2].

Для цементированных зубчатых колес используют стали с малым содержанием углерода 0,12...0,3 %, поэтому при закалке после цементации (нагрев всей детали) хорошо закаливается наружный науглероженный слой, а сердцевина с малым содержанием углерода остается достаточно мягкой (вязкой). Твердость рабочих поверхностей зубьев обычно колеблется в пределах 56...63 HRC.

В цементированных зубчатых колесах из легированных сталей наряду с высокой поверхностной твердостью достигаются и высокие механические свойства сердцевины, например, из стали 20Х2Н4А при сечении 60 мм твердость 300...400 НВ, т.е.  $\delta_{\text{вр}} = 10500...14000 \text{ кг}/\text{см}^2$  (105...140 кПа).

**Физический смысл повышения изломной прочности зубьев при цементации.** После закалки зубьев в поверхностном цементированном слое образуются остаточные напряжения сжатия, которые уменьшают в ножке зуба растягивающие напряжения, вызванные изгибом. Логически в точке  $B$  (рис. 2) должны суммироваться напряжения сжатия и остаточные напряжения. На самом же деле, как показывают эксперименты, такого суммирования не происходит (смещаются опасные сечения).

При работе на выносливость опасны напряжения растяжения. После цементации и закалки вся

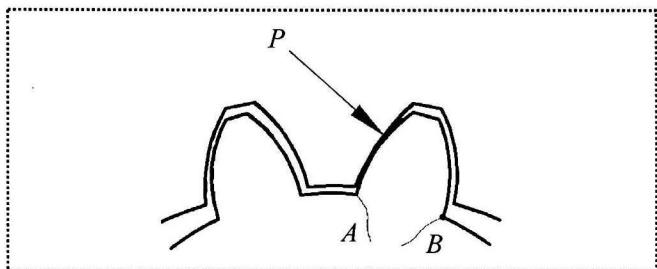


Рис. 2. Пример зацепления зубчатой передачи  
A, B – точки излома

поверхность зуба, включая и выкрашивание впадины, должна иметь одинаковую твердость, что достигается нагревом всей детали, но не ТВЧ.

В настоящее время в ряде конструкторских отделов освоена цементация сталей 20Х2Н4А, 12ХН2, причем для закалки после цементации используют ТВЧ, соответственно, после закалки получается разная твердость боковых поверхностей зубьев (56...63 HRC) и впадины зуба ≈ 47 HRC, а сердцевина зуба ≈ 37 HRC, т.е. не в полной мере используют возможности цементации, но вместе с тем из-за местного нагрева зубчатого колеса уменьшается искажение формы зуба, что позволяет уменьшать припуск на доводочные операции (шлифование зубьев), упрощается отработка посадочных мест колес.

Глубина, мм, цементированного слоя  
при  $m_n \leq 4$

$$h = (0,2 \dots 0,5)m_n,$$

при  $m_n > 4$

$$h = 0,5\sqrt{m_n},$$

где  $m_n$  – нормальный модуль, мм.

**Азотирование** – насыщение поверхностного слоя азотом на глубину 0,10...0,6 мм, температура азотации 520...540 °C. Твердость рабочих поверхностей зубьев 45...65 HRC. При азотировании механические свойства сердцевины зуба не меняются (естественно, при условии, что температура 520...540 °C не является температурой отпуска для данного материала, иначе механические свойства сердцевины будут ухудшаться), практически не искается геометрия зуба.

Азотирование – финишная операция, т.е. после термообработки не применяют дополнительные отделочные операции зубчатого колеса, и в некоторых случаях азотирование становится единственной термообработкой получения высокой твердо-

сти поверхности зубьев, например, зубчатых венцов с внутренними зубьями, конических шестерен с круговым зубом и т.д.

Для азотирования обычно применяют стали, содержащие молибден и алюминий.

На ФГУП ПО "Баррикады" термообработка азотированием освоена и достаточно широко применяется в узлах и агрегатах. Твердость рабочих поверхностей зубьев после азотирования высокая, процесс приработки зубьев в передаче происходит весьма медленно, а в кратковременно работающих узлах вообще не происходит. Допускается для повышения пятна контакта зубьев в целях увеличения надежности и несущей способности притирать азотированные колеса в паре с использованием паст, при этом снимается хрупкий поверхностный слой нитридов, что тоже повышает надежность передач.

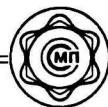
Ввиду незначительной толщины азотированного слоя колеса перед азотированием должны быть изготовлены достаточно точно, соответственно, должны быть и повышенены требования к сопрягаемым с колесами деталям: валам, корпусу и т.д.

Как альтернатива вышесказанному на ФГУП ПО "Баррикады" разработана технология предварительной прикатки зубчатых колес с меньшими нагрузками на требуемое пятно контакта с последующей разборкой узла и азотированием колес.

Таким образом, азотирование существенно повышает контактную прочность и износостойкость зубьев, но мало увеличивает прочность зубьев на излом.

**Цианирование (нитроцементация)** – одновременное насыщение углеродом и азотом на глубину 0,15...0,17 мм рабочих поверхностей зубьев. Для увеличения твердости поверхностного слоя цианированные зубчатые колеса подвергают закалке с последующим низкотемпературным отпуском. Цианирование дешевле цементации и азотирования. Вследствие малой толщины цианированного слоя зубья не шлифуются, поэтому при закалке необходимо принимать меры, чтобы уменьшить коробление до минимума (закалка в штампах).

Надежность сложных технических систем зависит от надежности деталей и сборочных единиц. Зубчатые шестерни и колеса – это те детали, без обеспечения достаточной надежности которых нельзя сказать, что система будет надежной. Поэтому большое внимание требуется уделять процессу выбора материала и технологии изготовления зубчатых колес.



При разработке новых изделий приходится применять новые способы технологии для достижения нужного результата, но не всегда новое лучше. Новая технология требует определенного задела времени для освоения и внедрения в производство, что, безусловно, сказывается на надежности изделия.

Важное место в обеспечении надежности механизмов зацепления занимают вопросы планирования испытаний опытных образцов и серийных изделий.

Известно, что целью испытаний является подтверждение заданного уровня надежности. Сложные технические системы из-за их высокой стоимости испытаниям на надежность не подвергают. Однако установленные в техническом задании количественные показатели надежности должны выполняться в условиях эксплуатации. Исходя из этого, при проектировании сложных систем, в состав которых входят и механизмы зацепления, для подтверждения заданных требований по надежности используются как расчетно-аналитические методы, так и экспериментальные данные, полученные в ходе испытаний опытных образцов [3].

Расчетно-аналитический метод основан на использовании нормального закона распределения действующей нагрузки и прочности. В этом случае расчетную вероятность безотказной работы определяют по формуле

$$P = \Phi(U_p), \quad (1)$$

где  $U_p$  – квантиль функции нормального распределения выбирают из таблиц (каждому значению вероятности  $P$  соответствует квантиль  $U_p$ );

$$U_p = \frac{n-1}{\sqrt{n^2 v_1^2 + v_2^2}}; \quad (2)$$

$n = \frac{m_1}{m_2}$  – коэффициент запаса прочности;

$m_1, m_2$  – математические ожидания, соответственно, прочности и нагрузки;

$$v_1 = \frac{\sigma_1}{m_1}, v_2 = \frac{\sigma_2}{m_2};$$

$v_1, v_2$  – коэффициенты вариации соответственно прочности и нагрузки;

$\sigma_1, \sigma_2$  – средние квадратические отклонения соответственно прочности и нагрузки.

Расчет надежности проводят по критическому сечению шестерни и колеса, где коэффициент запаса прочности минимальный.

Для подтверждения расчетного значения вероятности безотказной работы на этапе эксперимен-

тальной отработки проводят определительные испытания, которые подразделяются на четыре вида: стендовые, предварительные ( заводские), межведомственные и государственные.

*Стендовым испытаниям* подвергают не менее трех опытных механизмов зацепления. При этом один опытный образец подвергается испытаниям в объеме гарантийного ресурса, один – в объеме двойного гарантированного ресурса, а один образец испытывается в условиях критических температур ( $-50^{\circ}\text{C}$ ;  $+50^{\circ}\text{C}$ ).

*Предварительным испытаниям* также подвергаются не менее трех опытных образцов. Испытания проводятся в составе изделия в объеме 30...40 % гарантийного ресурса в условиях завода или на заводском полигоне.

*Межведомственным испытаниям* подвергаются не менее трех опытных образцов, прошедших заводские испытания. Объем испытаний составляет 80...90 % гарантийного ресурса с учетом предварительных.

Завершающим видом испытаний опытных образцов являются *государственные испытания*. Государственным испытаниям подвергаются не менее трех опытных образцов, прошедших предварительные и межведомственные испытания. Объем испытаний составляет 100 % гарантийного ресурса с учетом предварительных и межведомственных. Испытания проводят в реальных условиях на государственном полигоне.

При проведении всех видов испытаний в случае появления отказа конструктивного характера испытания прекращают, проводят доработку. После доработки испытания повторяют в том же объеме. Если отказа на доработанном узле не возникает, то доработка считается эффективной. В зависимости от запаса прочности и заданного уровня надежности объем испытаний определяют по формуле

$$n = \frac{\ln(1-\gamma)}{2h\ln P}, \quad (3)$$

где  $n$  – объем испытаний в циклах;

$\gamma$  – доверительная вероятность;

$h$  – конструкционный запас.

#### Список литературы

- Часовников Л.Д. Передачи зацеплением. М.: Машиностроение. 1969.
- Кудряшов А.А. Зубчатые передачи. М.: Машиностроение. 1969.
- Труханов В.М. Надежность технических систем типа подвижных установок на этапе проектирования и испытаний опытных образцов. М.: Машиностроение. 2003. 320 с.

# НОРМАТИВНАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ

## Общемашиностроительные нормативы времени на слесарные работы по ремонту оборудования. *\*Продолжение*

Расчет нормы времени на разработку задней бабки

| № операции                     | № пе-рехода | Содержание работ   | Факторы, влияющие на продолжительность разборки   | № карты, позиция             | Время, мин   |
|--------------------------------|-------------|--|---|------------------------------|--|
| <b>Разборка задней бабки</b>   |             |  |   |                              |  |
| I                              | 1           | Застропить корпус задней бабки 1, установить на верстак, расстропить | $Q$ в сборе 97,9 кг<br>$L$ наибольший размер 482 мм   | 138-3<br>27-2                | 0,20<br>0,38                                       |
|                                | 2           | Снять трубу 40   | $\varnothing$ трубы 6 мм, $L$ трубы 148 мм  | 52-1                         | 1,05   |
|                                | 3           | Вывернуть болты 10, 11   | $\varnothing$ болта 24 мм<br>$L$ вывертывания 130 мм<br>$\varnothing$ болта 20 мм<br>$L$ вывертывания 60 мм | 4-Ф<br>K-1,4<br>4-6<br>K-1,4 | $2,20 \cdot 1,4 = 3,09$<br>$1,13 \cdot 1,4 = 1,58$ |
|                                | 4           | Снять планку 12  | $Q$ планки 3,87 кг<br>$L$ планки 270 мм   | 26-3                         | 0,30   |
|                                | 5           | Снять шайбу 18   | $\varnothing$ шайбы 20 мм   | 12-2                         | 0,12   |
|                                | 6           | Снять планку 32  | $Q$ планки 4,25 кг<br>$L$ планки 188 мм   | 26-3                         | 0,30   |
| Итого                          |             |  |   |                              | $T_{оп.п1} = 7,02$                                 |
| <b>Снятие и разборка плиты</b> |             |  |   |                              |  |
| II                             | 1           | Вывернуть винты 23   | $\varnothing$ винта 12 мм<br>$L$ вывертывания 27 мм<br>количество 2 шт                                      | 8-5<br>K = 0,95              | $0,41 \cdot 0,95 \cdot 2 = 0,78$                   |
|                                | 2           | Снять плиту 6  | $Q$ плиты 18 кг<br>наибольший размер детали 322 мм  | 27-2                         | 0,33   |
|                                | 3           | Выпрессовать упор 14   | $\varnothing$ упора 15Н мм<br>$L$ посадки 23 мм   | 23-4                         | 0,55   |
|                                | 4           | Снять пружинное кольцо 41  | $\varnothing$ кольца 20 мм<br>$L$ продвижения 15 мм   | 41-1                         | 0,17   |
|                                | 5           | Снять гайку 3  | $Q$ гайки 0,25 кг, $L$ 55 мм  | 32-1                         | 0,50   |
|                                | 6           | Выпрессовать штифты 42, 43   | $\varnothing$ штифта 6Г мм, $L$ 16 мм<br>$\varnothing$ 8Г мм, $L$ 16 мм                                     | 23-2                         | 0,39   |
|                                | 7           | Вывернуть винт 44  | $\varnothing$ винта 10 мм<br>$L$ вывертывания 20 мм   | 23-3                         | 0,44   |
|                                | 8           | Снять рычаг 7  | $Q$ рычага 2,25 кг<br>$L$ продвижения 60 мм<br>$\varnothing$ вала 22 мм                                     | 8-4<br>40-1                  | 0,23<br>0,76                                       |
|                                | 9           | Выпрессовать штифт 45  | $\varnothing$ штифта 5Г мм<br>$L$ выпрессовки 36 мм   | 23-2                         | 0,52   |

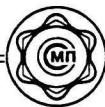
\*Начало см. журнал "Сборка в машиностроении, приборостроении", № 8, 11, 12, 2002; № 7–12, 2003; № 1–4, 7–9, 2004; № 2, 5–8, 11, 12, 2005; № 1–12, 2006; № 1–3, 5, 7, 9, 2007.



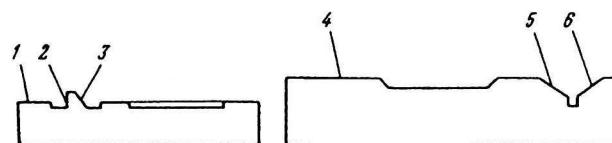
| № операции                      | № перехода | Содержание работ              | Факторы, влияющие на продолжительность разборки                              | № карты, позиция | Время, мин         |
|---------------------------------|------------|-------------------------------|--|------------------|--------------------|
| II                              | 10         | Снять рукоятку 39             | $Q$ рукоятки 0,5 кг<br>$L$ продвижения 40 мм                                 | 32-1             | 0,38               |
|                                 | 11         | Вывернуть упор 24             | $\varnothing$ упора 8 мм<br>$L$ вывертывания 30 мм                           | 8-3              | 0,42               |
|                                 | 12         | Снять гайку 46                | $\varnothing$ гайки 8 мм<br>$L$ 30 мм  | 12-1             | 0,05               |
|                                 | 13         | Снять шпонку 47               | 6×11   | 21-3<br>K-1,2    | 0,25·1,2 = 0,3     |
|                                 | 14         | Вынуть эксцентриковый валик 9 | $Q$ валика 0,96 кг<br>$L$ выпрессовки 185 мм                                 | 37-ф             | 0,42               |
|                                 | 15         | Вынуть проставку 29           | $\varnothing$ проставки 15,5 мм  | 14-1             | 0,17               |
| Итого                           |            |                               |  |                  | $T_{оп.п2} = 6,41$ |
| <b>Снятие и разборка пиноли</b> |            |                               |  |                  |                    |
| III                             | 1          | Извлечь пиноль в сборе 22     | $Q$ пиноли 9,2 кг<br>$L$ 380 мм  | 31-5             | 0,70               |
|                                 | 2          | Вывернуть винты 48            | $\varnothing$ винта 8 мм<br>$L$ вывертывания 15 мм<br>количество 3 шт        | 8-3<br>K = 0,95  | 0,19·0,95·3 = 0,54 |
|                                 | 3          | Снять фланец 15               | $Q$ фланца 0,22 кг<br>$L$ фланца 73 мм                                       | 26-1             | 0,15               |
|                                 | 4          | Снять гайку 3                 | $Q$ гайки 0,3 кг<br>$L$ продвижения 66 мм                                    | 32-1<br>K = 1,2  | 0,50·1,2 = 0,60    |
|                                 | 5          | Извлечь упор 31               | $\varnothing$ упора 12 мм<br>$L$ продвижения 22 мм                           | 23-4             | 0,55               |
|                                 | 6          | Извлечь рукоятку 35           | $\varnothing$ рукоятки 16 мм<br>$Q$ рукоятки 0,5 кг<br>$L$ продвижения 50 мм | 31-1             | 0,20               |
| Итого                           |            |                               |  |                  | $T_{оп.п3} = 2,74$ |
| <b>Разборка рукоятки</b>        |            |                               |  |                  |                    |
| IV                              | 1          | Вывернуть винт 49             | $\varnothing$ винта 8 мм<br>$L$ вывертывания 12 мм                           | 8-3              | 0,19               |
|                                 | 2          | Снять ступицу 25              | $\varnothing$ ступицы 36 мм<br>$L$ 55 мм                                     | 13-4             | 0,29               |
|                                 | 3          | Снять проставку 29            | $L$ проставки 36 мм  | 14-1             | 0,17               |
|                                 | 4          | Снять подшипник 38            | $\varnothing$ подшипника 16 мм<br>$L$ выпрессовки 20 мм                      | 35-1             | 0,25               |
|                                 | 5          | Снять втулку 28               | $\varnothing$ втулки 38 мм<br>$L$ выпрессовки 42 мм                          | 45-3             | 1,92               |
|                                 | 6          | Выбить штифт 51               | $\varnothing$ штифта 5 мм<br>$L$ посадки 38 мм                               | 23-2             | 0,52               |
|                                 | 7          | Снять втулку 27               | $\varnothing$ втулки 38 мм<br>$L$ выпрессовки 28 мм                          | 45-3             | 1,55               |
|                                 | 8          | Вывернуть пробку 20           | $\varnothing$ пробки 10 мм<br>$L$ вывертывания 8 мм                          | 6-3              | 0,28               |



| № операции                           | № перехода | Содержание работ            | Факторы, влияющие на продолжительность разборки   | № карты, позиция  | Время, мин                       |
|--------------------------------------|------------|-----------------------------|---|-------------------|----------------------------------|
| IV                                   | 9          | Вывернуть винты 26          | $\varnothing$ винта 20 мм<br>$L$ вывертывания 30 мм<br>количество 4 шт                  | 8–7<br>$K = 0,95$ | $0,59 \cdot 4 \cdot 0,95 = 2,24$ |
|                                      | 10         | Снять винт 8                | $Q$ винта 1,5 кг<br>$L$ винта 410 мм  | 29–4              | 0,31                             |
|                                      | 11         | Вывернуть гайку 30          | $\varnothing$ гайки 16 мм<br>$L$ вывертывания 20 мм                                     | 4–5               | 0,39                             |
|                                      | 12         | Снять маховичок 5           | $Q$ маховичка 3 кг<br>$L$ посадки 60 мм   | 16–4              | 0,73                             |
| Итого                                |            |                             |   |                   | $T_{оп.п4} = 8,82$               |
| <b>Разборка маховичка</b>            |            |                             |   |                   |                                  |
| V                                    | 1          | Снять ручку 34              | $Q$ ручки 0,4 кг<br>$L$ продвижения 70 мм   | 32–1              | 0,50                             |
|                                      | 2          | Выпрессовать ось ручки 36   | $\varnothing$ оси 12 мм<br>$L$ посадки 25 мм  | 13–2              | 0,05                             |
|                                      | 3          | Снять втулку 52             | $\varnothing$ втулки 24 мм<br>$L$ выпрессовки 75 мм                                     | 45–2              | 2,09                             |
|                                      | 4          | Снять делительное кольцо 33 | $Q$ кольца 0,104 кг<br>$L$ продвижения 75 мм  | 31–2              | 0,22                             |
|                                      | 5          | Снять втулку 16             | $\varnothing$ втулки 40 мм<br>$L$ выпрессовки 80 мм                                     | 45–3              | 2,55                             |
|                                      | 6          | Снять шпонку 47             | $S$ шпонки сегментной 6×11  | 21–3<br>$K = 1,2$ | $0,25 \cdot 1,2 = 0,30$          |
|                                      | 7          | Снять подшипник 53          | $\varnothing$ подшипника 25 мм<br>$L$ выпрессовки 125 мм                                | 35–2              | 1,15                             |
|                                      | 8          | Снять фланец 4              | $Q$ фланца 0,55 кг<br>$L$ продвижения 140 мм  | 31–3              | 0,26                             |
|                                      | 9          | Снять кольцо 19             | $Q$ кольца 0,03 кг<br>$L$ продвижения 160 мм  | 31–3              | 0,26                             |
|                                      | Итого      |                             |   |                   | $T_{оп.п5} = 7,38$               |
| <b>Разборка корпуса задней бабки</b> |            |                             |   |                   |                                  |
| VI                                   | 1          | Снять крышку 37             | $Q$ крышки 0,04 кг, $\varnothing$ 88 мм   | 26–1              | 0,15                             |
|                                      | 2          | Снять уплотнение 13         | $\varnothing$ уплотнения 74 мм<br>$L$ продвижения 17 мм                                 | 12–4<br>$K = 0,9$ | $0,08 \cdot 0,9 = 0,07$          |
|                                      | 3          | Снять прокладку 21          | 89×399  | 14–10             | 0,23                             |
|                                      | Итого      |                             |   |                   | $T_{оп.п6} = 0,45$               |
| <b>Промывка деталей</b>              |            |                             |   |                   |                                  |
| VII                                  | 1          | Промыть детали задней бабки | Перемещение электротельфером на расстояние 2 м, масса 97,3 кг, количество деталей 53 шт | 139–1<br>149–8    | 1,00<br>5,10                     |
|                                      | Итого      |                             |   |                   | $T_{оп.п7} = 6,10$               |



## Расчет нормы времени на ремонт задней бабки



| № операции                         | № перехода | Наименование и содержание работ   | Факторы, влияющие на продолжительность ремонта  | № карты, позиция | Время, мин  |
|------------------------------------|------------|---|---|------------------|---|
| <b>Ремонт корпуса задней бабки</b> |            |   |   |                  |   |
| I                                  | 1          | Зачистить забоины и задиры поверхностей 1, 2, 3, 4, 5, 6  | Инструмент – напильник, длина контура поверхности<br>$L = 418 \text{ мм}$<br>$L = 110 \text{ мм}$<br>$L = 160 \text{ мм}$<br>$L = 840 \text{ мм}$<br>$L = 320 \text{ мм}$<br>$L = 320 \text{ мм}$<br>$L = 800 \text{ мм}$ | 174–1            | 1,32<br>0,90<br>1,10<br>1,52<br>1,18<br>1,18<br>1,43  |
|                                    | 2          | Удалить стружку после запиловки   | Длина 315 мм, ширина 200 мм   |                  | 150–9 0,39  |
|                                    | 3          | Шабрить поверхность 1, 2, 3 корпуса задней бабки  | $S_1 = 90 \text{ см}^2$<br>$S_2 = 39 \text{ см}^2$<br>$S_3 = 44,8 \text{ см}^2$   |                  | 183–1 0,16·90·0,7·1,2 = 12,1<br>K = 0,7<br>183–4 0,26·39·0,7·1,2 = 8,52<br>K = 0,7<br>183–3 0,24·44,8·0,7·1,2 = 9,03<br>K = 0,7   |
|                                    | 4          | Шабрить поверхность плиты 4, 5, 6   | $S_4 = 812 \text{ см}^2$<br>$S_5 = 576 \text{ см}^2$<br>$S_6 = 768 \text{ см}^2$  |                  | 183–1 0,10·812·0,7·1,2 = 68,2<br>K = 0,7<br>183–4 0,14·576·0,7·1,2 = 67,74<br>K = 0,7<br>183–3 0,12·768·0,7·1,2 = 77,4<br>K = 0,7                                       |
|                                    | 5          | Запрессовать предварительно изготовленную втулку в отверстие задней бабки                                 | $\varnothing 75 \text{ мм}, L = 125 \text{ мм}$   |                  | 105–4 6,03·1,2 = 7,24<br>K = 1,2  |
|                                    | 6          | Сверлить два отверстия в стыке втулки и задней бабки, нарезать резьбу M6 и ввернуть стопорные винты M6×10 | $\varnothing 5 \text{ мм}$<br>глубина отверстий 10 мм<br>материал – чугун<br>отверстие – глухое<br>отверстий – 2  |                  | 185–4 1,16·0,95·2 = 2,20<br>K = 0,95<br>189–1 1,24·0,9·2 = 2,23<br>K = 0,9<br>8–2 0,14·2·0,95 = 0,27<br>K = 0,95  |
|                                    | 7          | Сверлить отверстия во втулке через имеющиеся отверстия в корпусе задней бабки, развернуть отверстия       | $\varnothing 10$ глубина 25 мм<br>отверстие – сквозное<br>$\varnothing 12$ глубина 25 мм<br>отверстие – сквозное  |                  | 185–7 3,23·0,8 = 2,58<br>K = 0,8<br>188–2 3,34·0,8 = 2,67<br>K = 0,8<br>188–3 0,64·0,8 = 0,51<br>K = 0,8<br>0,74·0,8 = 0,59<br>K = 0,8<br>$T_{\text{оп.рем1}} = 268,87$ |
| <b>Ремонт винта</b>                |            |   |   |                  |   |
| II                                 | 1          | Рихтовать изогнутый ходовой винт  | $\varnothing$ винта 28 мм<br>$L = 410 \text{ мм}$   | 159–3            | 0,66  |
|                                    | Итого      |   |   |                  | $T_{\text{оп.рем2}} = 0,66$   |



| № опе-<br>рации         | № пе-<br>рехода | Наименование<br>и содержание работ | Факторы, влияющие<br>на продолжительность ремонта                                       | № карты,<br>позиция | Время, мин                      |
|-------------------------|-----------------|------------------------------------|---|---------------------|---------------------------------|
| <b>Ремонт рукоятки</b>  |                 |                                    |   |                     |                                 |
| III                     | 1               | Рассверлить отверстие для штифта   | $\varnothing$ отверстия 8 мм<br>$L$ 40 мм   | 186–6<br>$K = 0,8$  | $1,44 \cdot 0,8 = 1,15$         |
|                         | 2               | Развернуть отверстие под штифт     | $\varnothing$ 8 мм, $L$ 40 мм   | 188–2<br>$K = 0,8$  | $0,88 \cdot 0,8 + 0,3 = 1,00$   |
|                         | 3               | Зачистить поверхность рукоятки     | $\varnothing$ 45, $L$ 185,3 мм  | 171–1               | 0,68                            |
|                         | 4               | Обезжирить рукоятку                | $L$ 187,5 мм $\varnothing$ 35 мм  | 147–3               | 0,29                            |
|                         | 5               | Покрасить рукоятку в два слоя      | $L$ 187,5 мм $\varnothing$ 45 мм<br>поверхность цилиндрическая                          | 155–12              | $0,83 \cdot 2 = 1,66$           |
| Итого                   |                 |                                    |   |                     | $T_{\text{оп.рем3}} = 4,78$     |
| <b>Ремонт маховичка</b> |                 |                                    |   |                     |                                 |
| IV                      | 1               | Запилить шпоночный паз в маховичке | Припуск 0,2 мм для каждой бо-<br>ковой поверхности<br>Ширина 0,6 см<br>Материал С418-36 | 178–1               | $0,44 \cdot 0,6 \cdot 2 = 0,53$ |
|                         | 2               | Изготовить шпонку                  | Сегмент 5×6,5<br>$L$ 15 мм  | 184–3               | 2,87                            |
|                         |                 | Итого                              |   |                     | $T_{\text{оп.рем4}} = 3,40$     |

(Продолжение следует.)

## Подписные индексы

### журнала

## "Сборка в машиностроении, приборостроении"

### по каталогам:

**79748 – "Роспечать"**

**84967 – "Пресса России"**

**60257 – "Почта России"**

Ордена Трудового Красного Знамени ОАО "Издательство "Машиностроение", 107076, Москва, Строгинский пер., 4  
Учредитель ООО "Издательство Машиностроение – 1".

Адрес электронной почты издательства: E-mail: [mashpubl@mashin.ru](mailto:mashpubl@mashin.ru); редакции журнала: [sborka@mashin.ru](mailto:sborka@mashin.ru); [www.mashin.ru](http://www.mashin.ru)  
Телефон редакции журнала: (495) 268-38-42; тел./факс (495) 268-85-26; факс 269-48-97.

Дизайнер Погорелова Т.Н. Технический редактор Тутталов С.Ю. Корректоры Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.  
Сдано в набор 10.08.07 г. Подписано в печать 27.09.07 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,37. Заказ 152. Свободная цена.

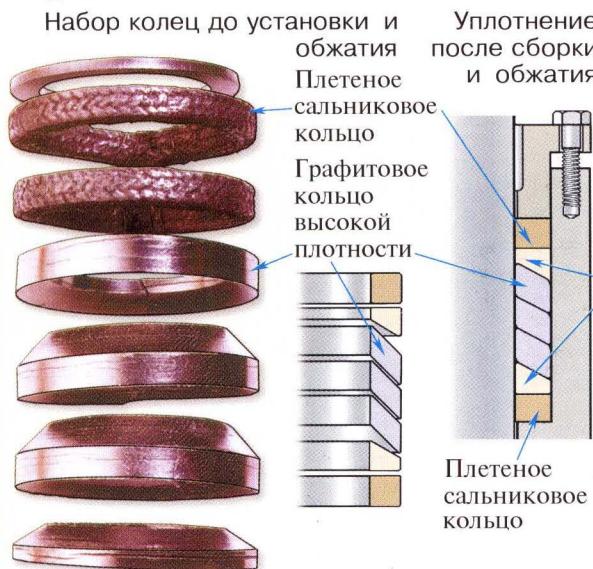
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ОАО "Издательство "Машиностроение".

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, д. 15.



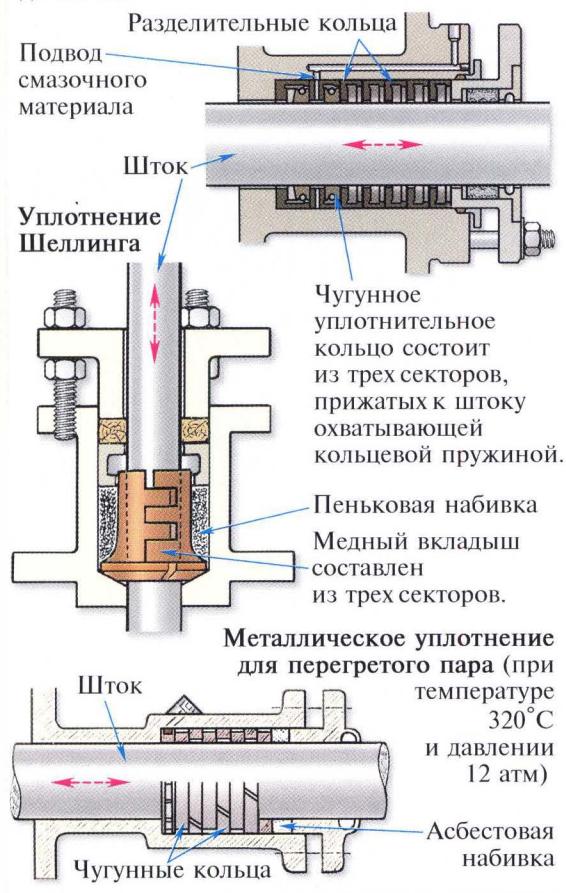
## Штоковые и поршневые уплотнения. Продолжение

Современное сальниковое многокольцевое уплотнение фирмы Garlock для штоков клапанов и задвижек

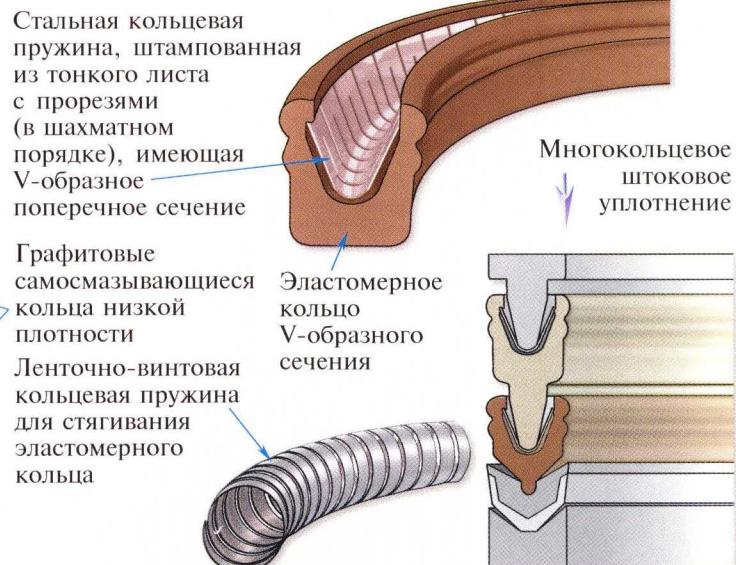


Штоковые кольцевые металлические уплотнения для паровых машин и двигателей внутреннего сгорания (начало XX в.)

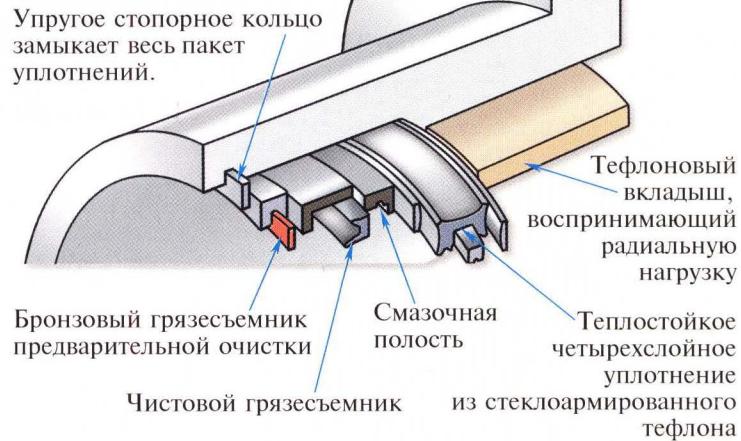
Уплотнение Швабе для штоков диаметром до 290 мм



Современные упругие уплотнения фирмы CDI Seals для нефтяной и газовой промышленности



Современная уплотнительная система фирмы SMS для пневмоцилиндров, работающих в загрязненной среде при высокой температуре



Поршневые чугунные и стальные кольцевые уплотнения для двигателей внутреннего сгорания

Формы разрезного кольца при изготовлении и в рабочем состоянии (по представлению Г.А. Иващенко, Саратов, 1997 г.)

