Ve0517.fm Page 1 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

5
2017

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:
107076, Москва, Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(499)-269-52-98
Факс: 8-(499)-269-48-97

Адрес редакции:
107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(495)-661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций
Учредитель: А.И. Савкин

Индексы: **70120** ("Роспечать"),
27841 ("Пресса России"),
60264 ("Почта России")
Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз».
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: **www.aov.ru**

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Албагачиев А. Ю., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.,** д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.,** д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.,** д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.,** д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.,** д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **Кутин А.А.,** д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.,** д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Кузин В.В.,** д-р техн. наук, **Попов Д.Н.,** д-р техн. наук, **Попов А.В.,** д-р техн. наук, **Рыбин В.В.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

Ve0517.fm Page 2 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Пыстогов А. С., Пыстогов А. А. — Технические и экономические предпосылки применения пустотелых винтовых пружин . . . 3

Базров Б. М. — Практическое приложение теории базирования в машиностроении . . . 6

Пасько Н. И., Анцева Н. В., Коломиец К. С. — Оптимизация режима профилактического восстановления металлических конструкций грузоподъемных машин . . . 11

Пылаев Б. В. — Кинематика механизма с качающейся шайбой . . . 17

Пшеничный В. В., Сальников А. Ф. — Динамический анализ стенда для испытаний главных редукторов вертолетов . . . 20

Попович А. Г. — Определение геометрических параметров прямозубой передачи для повышения ее долговечности по критерию износа поверхностного слоя зубьев . . . 24

Кузнецова В. Н., Савинкин В. В. — Эффективность динамического процесса поворота платформы экскаватора при концентрации напряжений в ее парах зацепления . . . 30

Сысоев С. Н., Воздуган А. А. — Метод управления мембранным приводом . . . 35

Сердобинцев Ю. П., Макаров А. М., Иванюк А. К. — Автоматизированный модуль для определения деформаций корпусов и их элементов при внешнем давлении . . . 38

Щетинин В. С., Космынин А. В., Хвостиков А. С., Смирнов А. В., Иванова Н. А. — Влияние вылета консоли на характеристики высокоскоростного ротора, установленного на газомагнитных опорах . . . 42

Алексеев А. Т., Сергеева Л. В. — Методические особенности учета ползучести при компьютерном моделировании терморадиационного поведения графитовых блоков РБМК . . . 44

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Албагачиев А. Ю., Лукашев Е. А., Сидоров М. И., Ставровский М. Е. — Сопоставление трибохимической кинетики "внешнего" трения и основных положений адгезионной и молекулярно-механической теории трения . . . 47

Яковлев С. Н. — Экспериментальное определение износостойкости подшипников скольжения из полиуретана . . . 55

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Погосян М. А., Братухин А. Г., Савельевских Е. П., Стрелец Д. Ю., Злыгарев В. А. — CALS-технологии при создании самолета SSJ100 . . . 60

Крылов Е. Г., Макаров А. М., Барабанов В. Г., Козловцева Н. В., Сердобинцев Ю. П. — Моделирование и оценка эффективности системы инструментального обеспечения многоцелевых станков . . . 66

Коротков В. А. — Методы повышения эффективности наплавки . . . 72

Проблемы теории и практики резания материалов

Железнов Г. С., Андреева С. Г. — Влияние упругой отдачи на отклонения размеров и формы поверхности отверстия при развертывании в тонкостенных заготовках . . . 75

Обработка материалов без снятия стружки

Бессмертная Ю. В., Яковлев Б. С. — Исследование силовых режимов изотермической вытяжки низких коробчатых деталей из овальных анизотропных заготовок . . . 78

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Соломенцев Ю. М., Фролов Е. Б., Феофанов А. Н. — Эффективное управление производством — основа потенциала технологической системы . . . 84

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Долгов Д. И. — Оценка конкурентоустойчивости ОАО "Уралвагонзавод" . . . 87

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Pystogov A. S., Pystogov A. A. — Technical and economic backgrounds of application of hollow coil springs

Bazrov B. M. — Practical application of referencing theory in mechanical engineering

Pas'ko N. I., Antseva N. V., Kolomiets K. S. — Optimization of preventive recovery mode of metalware of hoisting machines

Pylaev B. V. — Kinematics of mechanism with wobble plate

Pshenichniy V. V., Sal'nikov A. F. — Dynamic analysis of bench for testing of main rotor transmission of helicopters

Popovich A. G. — Determination of geometrical parameters of spur gear for increase of its durability on criteria of wear of teeth surface layer

Kuznetsova V. N., Savinkin V. V. — Effectiveness of dynamic process of excavator platform rotation at stress concentrations in its gear pairs

Sysoev S. N., Vozdugan A. A. — Method of membrane drive control

Serdobintsev Yu. P., Makarov A. M., Ivanyuk A. K. — Automated module for determination of deformations of bodies and their elements at external pressure

Shchetinin V. S., Kosmynin A. V., Khvostikov A. S., Smirnov A. V., Ivanova N. A. — Influence of overhanging length on characteristics of high-speed rotor, installed on gas-magnetic bearings

Alekseev A. T., Sergeeva L. V. — Methodical features of creep account at computer modeling of thermoradiation behavior of graphite blocks of high-power pressure tube reactors

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Albagachiev A. Yu., Lukashev E. A., Sidorov M. I., Stavrovskiy M. E. — Comparison of tribochemical kinetics of external friction and general fundamentals of adhesion and molecular-mechanical friction theory

Yakovlev S. N. — Experimental determination of wear resistance of sliding bearings form polyurethane

MANUFACTURING ENGINEERING

Pogosyan M. A., Bratukhin A. G., Savel'evskikh E. P., Strelets D. Yu., Zlygarev V. A. — CALS-technology at development of SSJ100 airplane

Krylov E. G., Makarov A. M., Barabanov V. G., Kozlovtseva N. V., Serdobintsev Yu. P. — Modeling and effectiveness assessment of tool management system of multi-purpose machine tools

Korotkov V. A. — Methods of effectiveness improvement of surfacing

Problems of theory and practice of materials cutting

Zheleznov G. S., Andreeva S. G. — Influence of elastic come-back on deviations of dimensions and shape of holes surface at reaming in thin-walled billets

Chipless processing of materials

Bessmertnaya Yu. V., Yakovlev B. S. — Research of force modes of isothermal drawing of thin box bodies from oval anisotropic billets

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Solomentsev Yu. M., Frolov E. B., Feofanov A. N. — Effective production management — basis of manufacturing system potential

TECHNICAL INFORMATION

Dolgov D. I. — Competition resistance assessment of OJSC "Uralvagonzavod"

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 25.03.2017. Подписано в печать 19.04.2017.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2017

Ve0517.fm Page 3 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.01

А. С. ПЫСТОГОВ, канд. техн. наук, А. А. ПЫСТОГОВ, канд. экон. наук (Нижнетагильский технологический институт — филиал УрФУ), e-mail: Pystogov1@Yandex.ru

Технические и экономические предпосылки применения пустотелых винтовых пружин

Рассмотрены конструктивные решения с использованием пустотелых пружин, приведены расчеты зависимостей отношений диаметров $d_н/d$ и масс Q_1/Q пружины и сплошного прутка от коэффициента полостности, представлен критерий экономической целесообразности применения пустотелых винтовых пружин.

Ключевые слова: кольцевое сечение витка, жесткость пружины, коэффициент полостности, индекс пружины.

The design solutions with application of hollow springs are considered, the calculations of dependencies of $d_н/d$ diameter relations and Q_1/Q masses of a spring and a solid bar from a hollow coefficient are given, the economic feasibility criterion of application of hollow coil springs is presented.

Keywords: ring cross section of coil, spring stiffness, hollow coefficient, spring index.

Винтовые пружины, работающие на сжатие и растяжение, — весьма распространенные детали современной техники. Наибольшее применение они нашли в железнодорожном машиностроении (46,7 %) и автомобильной промышленности (20,13 %) [1]. При проектировании самоходных машин — кранов, экскаваторов, тракторов, автомобилей — перед конструктором всегда стоит задача по возможности уменьшить их массу, а следовательно, и массу входящих в них пружин. До сих пор уменьшения массы пружин достигали изготовлением их из материалов с высокими механическими свойствами. Эти материалы, в особенности легированные стали, всегда стоят дороже обычных углеродистых сталей.

Силовые винтовые пружины из толстостенных труб в настоящее время в отечественной практике не применяются.

Снижение массы пружины может привести к экономическому эффекту благодаря уменьшению количества потребляемой пружинной стали. Однако это не единственная причина, требующая изучения вопроса применимости пустотелых пружин в машиностроении. Существуют и конструктивные предпосылки их использования.

Пустотелая пружина пригодна и для работы в условиях высоких и низких температур. Известно, что действие на пружину высоких или низких температур значительно снижает ее работоспособность и механические характеристики, поэтому для изготовления пружин используют дефицитные легированные стали. Однако сплошные пружины из этих материалов начинают терять работоспособность уже при 300÷400 °С [2]. Трубчатую пружину, соединенную трубками с теплообменниками, заполняют термоагентом, например водой или воздухом, по которому в процессе работы циркулирует термоагент и, соответственно, охлаждает или нагревает пружину до заданной температуры, сохраняя ее механические характеристики. Такая пружина имеет нормальную работоспособность в диапазоне температур −150 ÷ +800 °С и может применяться в машинах, работающих в Арктике, Антарктиде или в условиях космоса.

Трубчатая винтовая пружина в отличие от сплошной пружины может играть роль амортизатора. В качестве демпфирующего элемента используют гранулированную засыпку, распложенную в полости пружины [3]. Зерна засыпки, соприкасаясь друг с другом и с внутренней поверхностью трубки, гасят колебания. При малых амплитудах колебаний внутреннее трение в материале заполнителя невелико и сухое трение в местах контакта засыпки с трубкой и между частицами засыпки отсутствует. При больших амплитудах колебаний, особенно при резонансах, внутреннее трение увеличивается из-за перемещений демпфирующего элемента относительно трубки и частиц элемента относительно друг друга, что обусловливает необходимое в этом случае нелинейное демпфирование. Вместо гранулированной засыпки можно использовать высоковязкие жидкости или различные эластомеры, помещенные в полости пружины, которые также обеспечивают эффективную амортизацию.

Из теории упругости и экспериментов следует, что при принимаемых, как правило, значениях индекса пружины $c = D/d_н$ (отношение среднего диа-

Ve0517.fm Page 4 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

метра пружины к наружному диаметру прутка или трубки) наличие отверстия мало влияет на значения напряжения $\tau_{кр}$ кручения и деформации λ.

Пружины из труб рассчитывают по формулам [4]:

$$\tau_{кр} = \frac{8}{\pi}\frac{k_1 DF}{(1-\alpha^4)} \le [\tau_{кр}];$$

$$F = \frac{d_н^4 G(1-\alpha^4)}{8D^3\varphi i}\lambda. \qquad (1)$$

Здесь

$$k_1 = 1 + \frac{5}{4c} + \frac{7}{8c^2} + \frac{3a^2}{8c^2} + 0{,}5\mathrm{tg}^2\beta \qquad (2)$$

— коэффициент касательного напряжения при кручении (β — угол подъема винтовой линии пружины);

F — осевое усилие;

$[\tau_{кр}]$ — допускаемое касательное напряжение при кручении;

$\alpha = d_в/d_н$ — коэффициент полостности, равный отношению внутреннего диаметра трубы к наружному;

i — число рабочих витков пружины;

G — модуль упругости при сдвиге;

φ — коэффициент деформации:

$$\varphi = 1 - \frac{3}{16c^2} + \frac{3\alpha^2}{8c^2} + \frac{3+\mu}{2(1+\mu)}\mathrm{tg}^2\beta, \qquad (3)$$

где μ — коэффициент Пуассона (для пружинной стали примем $\mu = 0{,}3$).

Максимальное напряжение имеет место при соприкосновении витков пружины, т. е. когда $\mathrm{tg}\beta = \frac{d_н}{\pi D} = \frac{1}{\pi c}$. Подставив значения μ и $\mathrm{tg}\beta$ в выражения (2) и (3), получим:

$$k_1 = 1 + \frac{5}{4c} + \frac{7{,}406 + 3\alpha^2}{8c^2};$$

$$\varphi = 1 - \frac{0{,}0588 - 0{,}375\alpha^2}{c^2}. \qquad (4)$$

Цилиндрические пружины из прутка рассчитывают по формулам [5]:

$$\tau_{кр} = \frac{8}{\pi}\frac{kDF}{d^3} \le [\tau_{кр}];$$

$$F = \frac{Gd^4}{8D^3 i}\lambda, \qquad (5)$$

где d — диаметр сплошного прутка; $k = \frac{4c+2}{4c-3}$ — коэффициент касательного напряжения при кручении.

Найдем отношения $d_н/d$ и Q_1/Q, предполагая, что F, λ, D, i для пружины из прутка и из трубки одинаковы (здесь Q_1 и Q — массы пружин из трубки и из сплошного прутка).

Из сравнения выражений (1) и (5) имеем:

$$\frac{d_н}{d} = \sqrt[4]{\frac{\varphi}{1-\alpha^4}}. \qquad (6)$$

Подставим в формулу (6) значение φ, найденное по формуле (4):

$$\frac{d_н}{d} = \sqrt[4]{\frac{1}{1-\alpha^4}\left[1 - \frac{1}{c^2}(0{,}00588 - 0{,}375\alpha^2)\right]}. \qquad (7)$$

Определим отношения диаметров $d_н/d$ для индексов пружины $c = 4; 5; 6; 8; 10$:

$$c = 4;\quad \frac{d_н}{d} = \sqrt[4]{\frac{0{,}9964 + 0{,}0234\alpha^2}{1-\alpha^4}} \approx \sqrt[4]{\frac{1+0{,}023\alpha^2}{1-\alpha^4}};$$

$$c = 5;\quad \frac{d_н}{d} = \sqrt[4]{\frac{0{,}9977 + 0{,}0150\alpha^2}{1-\alpha^4}} \approx \sqrt[4]{\frac{1+0{,}015\alpha^2}{1-\alpha^4}};$$

$$c = 6;\quad \frac{d_н}{d} = \sqrt[4]{\frac{0{,}9984 + 0{,}0104\alpha^2}{1-\alpha^4}} \approx \sqrt[4]{\frac{1+0{,}010\alpha^2}{1-\alpha^4}};$$

$$c = 8;\quad \frac{d_н}{d} = \sqrt[4]{\frac{0{,}9991 + 0{,}0058\alpha^2}{1-\alpha^4}} \approx \sqrt[4]{\frac{1+0{,}006\alpha^2}{1-\alpha^4}};$$

$$c = 10;\quad \frac{d_н}{d} = \sqrt[4]{\frac{0{,}9994 + 0{,}0037\alpha^2}{1-\alpha^4}} \approx \sqrt[4]{\frac{1+0{,}004\alpha^2}{1-\alpha^4}}.$$

Расчеты значений подкоренного выражения для $c = 4 \div 10$ показали малую их зависимость от величины c. Поэтому формулу (7) можно записать в виде:

$$\frac{d_н}{d} = \sqrt[4]{\frac{1+0{,}011\alpha^2}{1-\alpha^4}}. \qquad (8)$$

Если пренебречь наклоном витка, то масса пружины из сплошного прутка

$$Q = \pi DiS\gamma, \qquad (9)$$

где $S = \pi D^2/4$ — площадь поперечного сечения витка; γ — удельный вес.

Выразив i в формуле (9) через диаметр d прутка с помощью формулы (5), получим:

$$Q = \frac{\pi\gamma G d^4 S}{8D^2 F}\lambda. \qquad (10)$$

По аналогии масса пружины из трубки

$$Q_1 = \frac{\pi\gamma G d_н^4(1-\alpha^4)S_1}{8\varphi D^2 F}\lambda; \qquad (11)$$

площадь поперечного сечения трубки

$$S_1 = \frac{\pi}{4}(d_н^2 - d_в^2) = \frac{\pi d_н^2}{4}(1-\alpha^2).$$

Ve0517.fm Page 5 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

Согласно уравнениям (10) и (11) отношение Q_1/Q масс составляет:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{d_н^6}{d^6}\frac{(1-\alpha^2)(1-\alpha^4)}{\varphi}.$$

Подставив вместо отношения $d_н/d$ его значение, найденное по формуле (6), получим:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{\sqrt{\varphi(1-\alpha^4)}}{1+\alpha^2}.$$

Подставив значение φ, найденное по формуле (4), после преобразований получим:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{\sqrt{(1+0{,}011\alpha^2)(1-\alpha^4)}}{1+\alpha^2}. \qquad (12)$$

По формулам (8) и (12) на рис. 1 построены зависимости отношений диаметров $d_н/d$ и масс Q_1/Q пружин от коэффициента α полостности, согласно которым пружина, изготовленная из трубки, значительно легче пружины из сплошного прутка при незначительном увеличении диаметра трубки.

Чтобы оценить экономическую целесообразность применения труб вместо прутка при изготовлении пружин, необходимо перейти от массы пружины и прутка к стоимости материала, для чего обозначим через A_1 и A_2 — стоимости единицы массы соответственно прутка и трубы заданных диаметров. Тогда стоимость пружины из прутка составит $Q\,A_1$, а стоимость пружины из трубы — Q_1A_2.

Перейдем от отношений масс Q_1/Q к отношениям стоимостей:

$$\frac{Q_1A_2}{QA_1} = \frac{Q_1}{Q}k_{ст},$$

где $k_{ст} = A_2/A_1$ — коэффициент, характеризующий отношения стоимостей единицы массы трубы и прутка одинакового диаметра.

Следует отметить, что в современных прайс-листах крупных торговцев металлопрокатом цена на трубу не зависит от толщины стенки в стандартном диапазоне толщин, кроме того, цена труб близких диаметров, выполненных по одному ГОСТу, чаще всего одинакова.

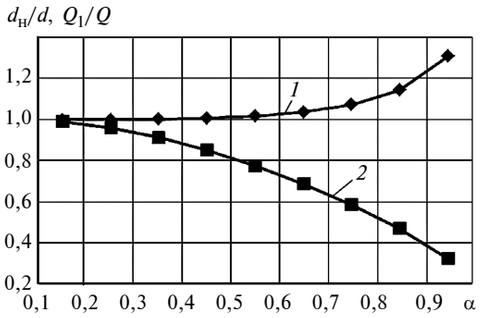


Рис. 1. Зависимости отношений диаметров $d_н/d$ и масс Q_1/Q от коэффициента α полостности

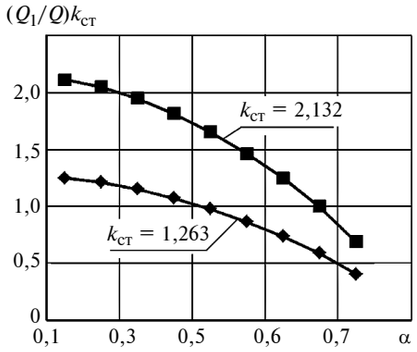


Рис. 2. Зависимости отношений $\frac{Q_1}{Q}k_{ст}$ стоимостей трубы и прутка от коэффициента α полостности

На рис. 2 приведены зависимости отношений $\frac{Q_1}{Q}k_{ст}$ стоимостей трубы и прутка от коэффициента α полостности для $k_{ст}$ = 2,132 и 1,263.

Для расчета указанных значений были взяты цены на трубу и пруток одного диаметра с наибольшим ($k_{ст}$ = 2,132) и наименьшим ($k_{ст}$ = 1,263) разбегом для различных диаметров и марок сталей из открытых прайс-листов на горячекатаную трубу и пруток.

Очевидно, при отношениях стоимостей, больших 1, применение пустотелых пружин экономически нецелесообразно. Согласно рис. 2 чем меньше $k_{ст}$, тем больший диапазон толщин труб попадает в зону экономической эффективности.

В заключение следует отметить, что в данной работе авторы ограничились рассмотрением экономической целесообразности применения пустотелых пружин на этапе изготовления, вопросы экономической эффективности на этапе эксплуатации не рассматривались.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Обзор** рынка пружин для тележек грузовых вагонов. URL: http://www.infomine.ru.

2. **Bruch P. E.** Fatigue Test of Tubular Centering Spring for B-47. Fort Main Landing Gear, Bendix Products Division, Bendix Aviation Corporation, South Bend, Ind., Report N 1248, April 22, 1954.

3. **А. с. 312996 СССР.** Пружинный амортизатор.

4. **Пыстогов А. С., Пыстогов А. А.** Расчет винтовых пружин трубчатого сечения // Вестник машиностроения. 2013. № 4. 29—32 с.

5. **Пономарев С. Д., Андреева Л. Е.** Расчет упругих элементов машин и приборов. М.: Машиностроение, 1980. 326 с.

Ve0517.fm Page 6 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

УДК 621.81.002.54

Б. М. БАЗРОВ, д-р техн. наук (ИМАШ РАН им. А. А. Благонравова), e-mail: modul_lab@mail.ru

Практическое приложение теории базирования в машиностроении

Проанализированы основные положения теории базирования, направления их дальнейшего уточнения и развития и их применение при проектировании конструкций изделий, технологической оснастки и технологического процесса изготовления деталей.

Ключевые слова: изделие, конструкция, модуль, базирование, база, деталь, опорные точки.

The general fundamentals of the referencing theory, the directions for their refining and development, and their application at design of product structure, production tooling and manufacturing process of parts production are analyzed.

Keywords: product, structure, module, referencing, base, part, datum points.

Данная статья, как и статья [1], посвящена теории и практике базирования в машиностроении. При использовании теории базирования на практике надо иметь в виду следующее [2]:

1) базируемый предмет не является абсолютно твердым, имеет конечную жесткость и способен деформироваться;

2) координатные связи являются двусторонними; это приводит к тому, что под силовым или тепловым воздействием предмет базирования может менять положение;

3) поверхности предмета базирования не являются идеальными и имеют погрешности формы и неровности.

Учет первого фактора потребовал введения подводимых опор, а учет второго — введения силового замыкания, обеспечивающего сохранность первоначально достигнутого положения предмета базирования.

Подводимые опоры могут быть неподвижными и подвижными. Их функция — не допустить деформирования предмета базирования при внешнем возмущении или под действием собственного веса. Условные изображения подводимых опор показаны на рис. 1, *а*, *б*, *в*.

Если деформация предмета базирования под действием собственного веса незначительна и ею можно пренебречь, то, чтобы исключить его деформацию под действием внешней нагрузки, подводимая опора вводится в контакт с предметом после его базирования до приложения внешней нагрузки и в этом положении фиксируется (рис. 1, *в*). При этом подводимая опора устанавливается в месте ожидаемого максимального прогиба.

Подводимая подвижная опора применяется в тех случаях, когда внешняя нагрузка меняет свое положение относительно опор. Например, при обработке нежесткого вала, когда резец перемещается вдоль его оси, сила резания меняет свое положение. В этом случае применяют подвижный люнет.

В тех случаях, когда предмет базирования существенно деформируется под воздействием собственного веса, проводится операция "вывешивания" предмета, в результате чего определяются необходимое число подводимых неподвижных опор и их расположение.

Как отмечалось ранее, при базировании предмета координатные связи — двусторонние. Это означает, что под действием возмущающих сил на предмет базирования в противоположном направлении его положение изменится. Чтобы этого не произошло, необходимо создать силовое замыкание между предметом базирования и деталью (деталями), на которой (которых) он базируется, с помощью сил зажима. При этом следует придерживаться определенных рекомендаций. В идеале силы зажима должны быть направлены на каждый опорный элемент (рис. 2, *а*).

На практике часто достаточно приложить силы зажима по одной на каждую базу или на одну, например установочную базу (рис. 2, *б*), при условии, что возникшие во всех опорах силы трения превышают силы сдвига от действия возмущающих сил.

Третий фактор учитывают особыми требованиями к поверхности опорного элемента, контактирующей с поверхностью предмета базирования,

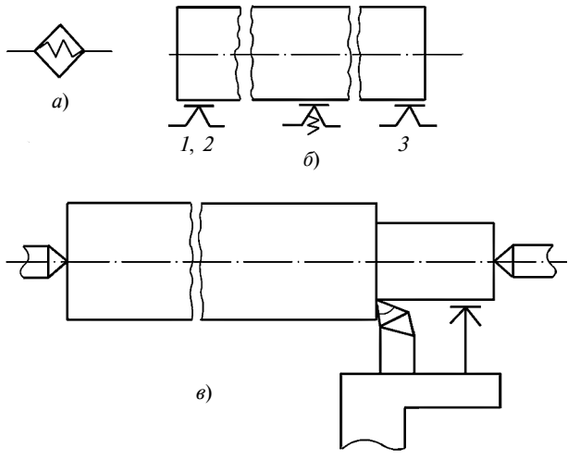


Рис. 1. Условные изображения подводимых опор:
а, *б* — неподвижной (на видах сверху и спереди); *в* — подвижной

Ve0517.fm Page 7 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

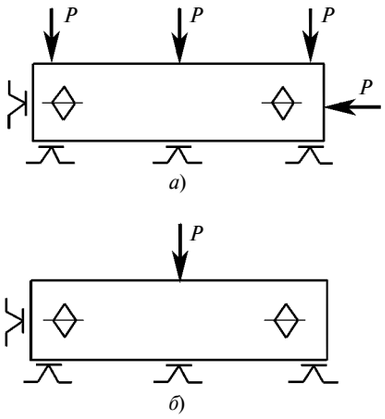


Рис. 2. Схемы силового замыкания при действии сил зажима на каждую опору (*а*) и только на установочную базу (*б*)

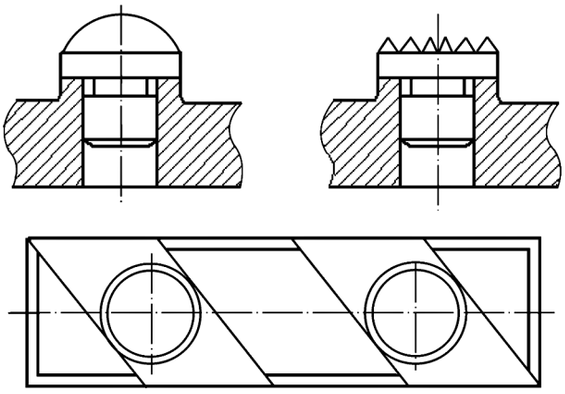


Рис. 3. Примеры опорных элементов

выступающей в роли базы. На рис. 3 показаны формы рабочих поверхностей опорных элементов в зависимости от формы поверхности базы, ее неровностей и твердости материала предмета базирования.

Задачи базирования решаются при проектировании конструкций изделий, разработке технологических процессов изготовления деталей, сборке изделий, при процессах измерения точности. В соответствии с этим каждая база может быть конструкторской, технологической, измерительной. На рис. 4 приведена классификация баз, учитывающая все их разнообразие.

При базировании как неподвижных, так и подвижных предметов при неправильном конструкторском решении происходит непредсказуемая смена баз, получившая название *неопределенность базирования*.

Главными причинами неопределенности базирования являются:

избыточное число (больше шести) опорных элементов (рис. 5, *а*);

неправильное расположение опорных элементов (рис. 5, *б*);

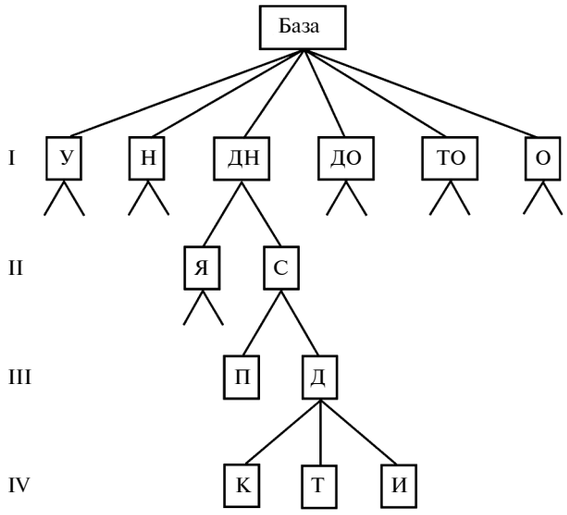


Рис. 4. Классификация баз:

I — наименование: У — установочная; Н — направляющая; ДН — двойная направляющая; ДО — двойная опорная; ТО — тройная опорная; О — опорная; II — характер: Я — явная; С — скрытая; III — вид реализации: П — проектная; Д — действительная; IV — принадлежность: К — конструкторская; Т — технологическая; И — измерительная

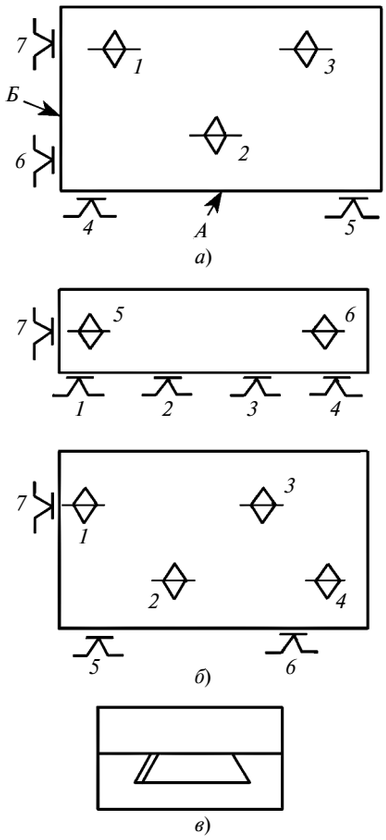


Рис. 5. Примеры неопределенности базирования предмета:

а, *б* — избыточное число опорных точек; *в* — зазор в подвижном соединении

Ve0517.fm Page 8 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

отсутствие силового замыкания (рис. 5, *в*) у подвижных предметов базирования.

Из рис. 5, *а* следует, что в зависимости от сил, действующих на предмет, в качестве направляющей базы может выступать или поверхность *А*, или поверхность *Б*.

На рис. 5, *б* показано, что предмет базируется установочной базой на четырех опорных элементах. В зависимости от сил, действующих на предмет, участвовать в базировании будут или опоры *1—2—3*, или *1—2—4*, или *1—3—4*, или *2—3—4*.

При отсутствии силового замыкания у подвижного предмета базирования под воздействием внешних сил предмет может менять положение. Это наблюдается во всех подвижных соединениях, когда между деталями соединения имеется зазор (рис. 5, *в*).

При базировании в реальных условиях, когда имеют место неопределенность базирования, деформация предмета базирования, погрешности его поверхностей, играющих роль баз, возникает погрешность базирования — отклонение в результате фактически достигнутого положения предмета базирования от требуемого.

Количественно погрешность базирования предмета оценивается отклонениями трех линейных и трех угловых координирующих размеров, определяющих его положение в прямоугольной системе координат.

Рассмотрим несколько типовых случаев возникновения погрешности базирования и способы борьбы с ними.

Пример 1. Влияние расположения опорных точек на погрешность базирования. Из трех баз теоретической схемы базирования влияние этого фактора сказывается при базировании установочной и направляющей базами.

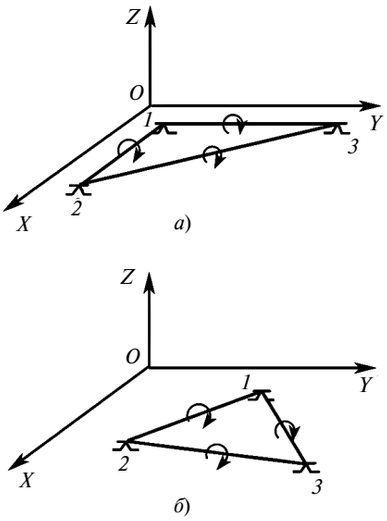


Рис. 6. Схемы расположения опорных точек на установочной базе

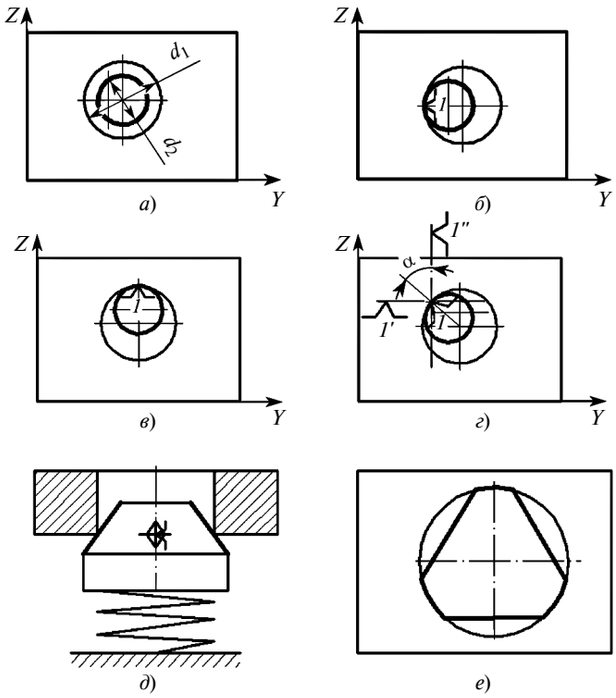


Рис. 7. Базирование предмета отверстием по короткому цилиндрическому пальцу (*а—г*) и по подвижным коническому (*д*) и коническому трехгранному (*е*) пальцам

На рис. 6 показаны два варианта расположения опорных точек на установочной базе.

В первом случае (рис. 6, *а*) опорные точки расположены так, что точки *1*, *2* находятся на линии, параллельной оси *X*, а опорные точки *1*, *3* — на линии, параллельной оси *Y*. Если в результате действия каких-либо факторов (неровности базовой поверхности, упругие перемещения) опорная точка *2* переместится по своему направлению, то произойдет поворот координатной плоскости *XOY* вокруг линии, соединяющей точки *1*, *3* и параллельной оси *Y*. При перемещении опорной точки *3* произойдет поворот координатной плоскости *XOY* вокруг линии, соединяющей точки *1*, *2* и параллельной оси *X*, а при перемещении опорной точки *1* — поворот координатной плоскости *XOY* вокруг линии, соединяющей опорные точки *2* и *3*. Тогда погрешность базирования будет определяться поворотами плоскости *XOY* вокруг осей *X* и *Y*.

Во втором случае (рис. 6, *б*) при перемещении опорной точки *2* или перемещении опорных точек *3* или *1* произойдет поворот координатной плоскости *XOY* вокруг осей *X* и *Y*.

При базировании направляющей базой на величину погрешности базирования влияет расстояние между опорными точками: чем оно больше, тем меньше угловая погрешность базирования.

Пример 2. Базирование предмета центром отверстия (точка симметрии на плоскости) по короткому цилиндрическому пальцу (рис. 7). Считается,

Ve0517.fm Page 9 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

что базирование происходит центром отверстия и предмет лишается двух степеней свободы. Такое базирование сопровождается зазором между отверстием и пальцем.

Согласно рис. 7, *а* контакт между предметом и пальцем отсутствует и предмет имеет две степени свободы: по осям Z и Y в пределах зазора. Поэтому после базирования предмет прижимают к пальцу. Тогда возможны три варианта его базирования (рис. 7, *б—г*).

В первом случае (см. рис. 7, *б*) опорная точка располагается по оси Y, в результате чего происходит базирование явной базой по оси Y и скрытой базой (точкой симметрии на линии) по оси Z. При таком базировании возникает погрешность базирования по оси Y, равная половине зазора.

Во втором случае (см. рис. 7, *в*) происходит базирование явной базой по оси Z с погрешностью базирования, равной половине зазора, и скрытой базой (точка симметрии на линии) по оси Y.

В третьем случае (см. рис. 7, *г*), когда радиус расположения опорной точки наклонен относительно осей Z и Y, получим ее проекции на эти оси. Базирование будет происходить двумя явными базами. Погрешность базирования по оси Z составит $(d_1 - d_2)\sin\alpha$, по оси $Y - (d_1 - d_2)\sin(90° - \alpha)$, где d_1 — диаметр отверстия, d_2 — диаметр пальца, α — угол между осью Z и радиусом расположения опорной точки.

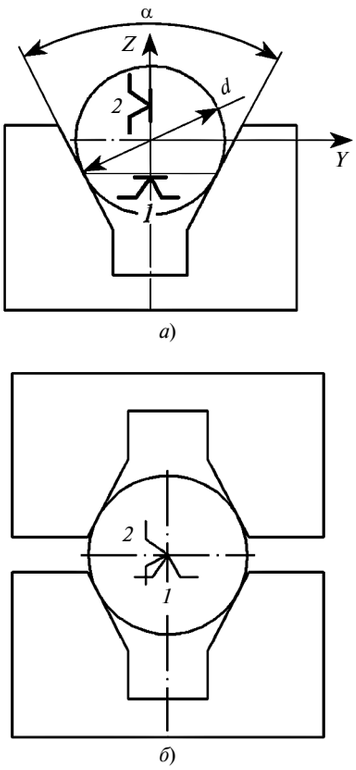


Рис. 8. Базирование диска на неподвижной (*а*) и самоцентрирующей (*б*) призмах

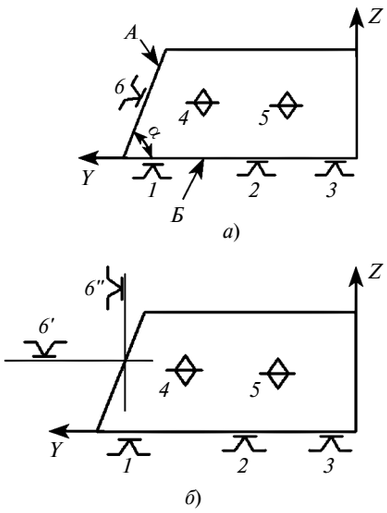


Рис. 9. Схемы базирования детали поверхностями с углом α < 90°:

а — расположение опорной точки *6*; *б* — ее проекции

Если базировать предмет центром отверстия на плоскости, то палец должен быть коническим и подводимым (рис. 7, *д*), а при наличии погрешности формы отверстия палец в поперечном сечении должен иметь трехгранную форму (рис. 7, *е*).

Пример 3. Базирование диска на неподвижной призме. В этом случае диск лишается двух степеней свободы — перемещений по осям Z и Y (рис. 8, *а*).

Опорная точка *1* (по оси Y) является явной базой, а опорная точка *2* (по оси Z) — скрытой базой — точкой симметрии на линии.

При таком базировании положение точки *1* зависит от угла α призмы и размера d. Тогда погрешность базирования диска по точке *1* при $\alpha = \text{const}$ будет определяться величиной колебания размера d. Чтобы исключить погрешность базирования в точке *1*, базировать диск следует в самоцентрирующих призмах (рис. 8, *б*).

Пример 4. Использование в качестве баз поверхностей, образующих между собой угол больше или меньше 90°.

На рис. 9, *а* показано базирование детали поверхностями *А* (установочная база) и *Б* (опорная база), между которыми угол α меньше 90°. При таком базировании опорная точка *6* имеет две проекции на оси соответственно Z и Y (рис. 9, *б*). Таким образом, опорная точка *6* лишает деталь двух степеней свободы, в результате чего общее число опорных точек равно семи.

При разработке технологических процессов изготовления деталей важным этапом является вы-

Ve0517.fm Page 10 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

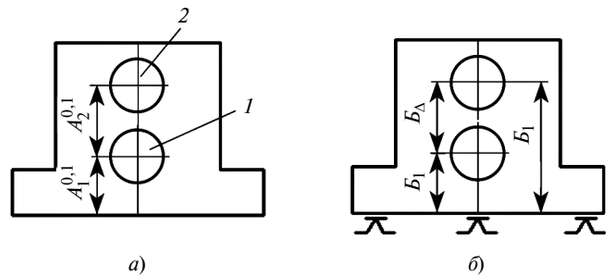


Рис. 10. Схемы образования размера $A^{0,1}$ при несовпадении технологической базы с конструкторской:
а — эскиз детали; *б* — базирование детали на станке

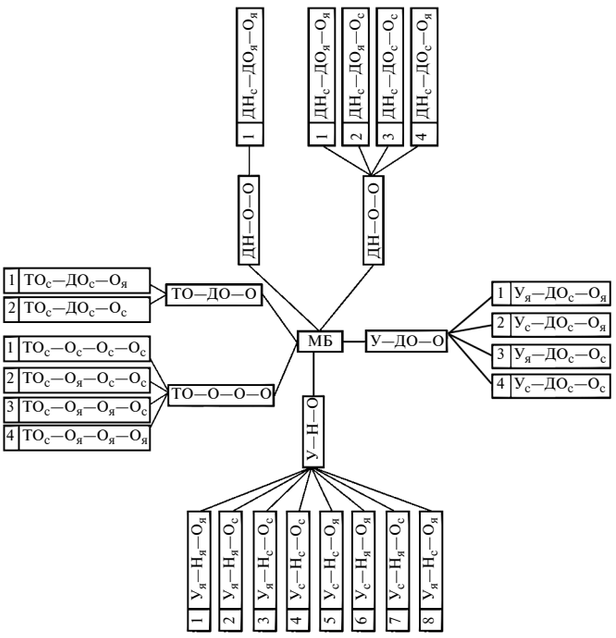


Рис. 11. Схема образования МБ

бор технологических баз, во многом определяющий точность детали и эффективность процесса.

Выбор технологических баз осуществляют при разработке маршрутного технологического процесса. При этом используют два принципа — единства баз и совмещения баз. Первый обеспечивает высокую эффективность процесса, второй — высокую точность относительного положения поверхностей детали.

В первом случае происходит организованная смена баз, которая порождает технологические размерные цепи, приводящие к ужесточению допусков на относительное положение поверхностей. Например, показанное на рис. 10 положение центра отверстия *1* задано относительно центра отверстия *2*. Если при изготовлении выдерживать положение центров обоих отверстий относительно основания детали (рис. 10, *б*), то расстояние между центрами отверстий будет замыкающим звеном ($Б_\Delta$) технологической размерной цепи *Б*. Чтобы обеспечить заданный допуск на размер A_1, равный 0,1 мм, каждый из допусков на размеры $Б_1(A_1)$ и $Б_2(A_2)$ не должен превышать 0,05 мм.

Таким образом, стремление достичь высокой эффективности технологического процесса приводит к ужесточению допусков на изготовление детали.

Несовпадение технологических и конструкторских баз влияет в общем случае не только на линейные, но и на угловые координирующие размеры, определяющие относительное положение поверхностей детали. Поэтому корректировать допуск надо в общем случае по всем координирующим размерам.

Кроме того, следует учитывать, что в качестве баз выступают не только явные базы (поверхности), но и скрытые (элементы симметрии).

В связи с этим рассмотрим возможные разновидности несовпадения технологических баз с конструкторскими. Как отмечалось ранее, возможны шесть комплектов баз. Каждый из них в общем случае может быть реализован явными или скрытыми базами или их сочетанием, образуя соответствующие модули баз. На рис. 11 показаны 23 возможных варианта модуля баз (МБ). Каждый из них может выступать как конструкторский модуль баз (МКБ) и как технологический модуль баз (МТБ) или измерительный (МИБ).

Таким образом, при любом МКБ возможны 23 варианта несовпадения его с МТБ или с МИБ.

Например, при МКБ в виде $У_я — Н_я — О_я$ теоретически возможны 23 варианта МТБ, не совпадающих с ним, включая и $У_я — Н_я — О_я$, принятый за МТБ, но не совпадающий с МКБ.

Несовпадение баз может быть полным и частичным, когда некоторые из баз МТБ совпадают с базами МКБ. Например, на рис. 12 показан случай, когда и МКБ (*а*), и МТБ (*б*) имеют вид $У_я — Н_я — О_я$, однако общими являются только установочная и опорная базы. В результате такого несовпадения баз будут иметь место две технологические размерные цепи: линейная и угловая.

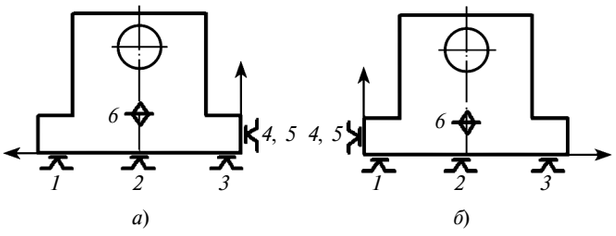


Рис. 12. Пример частного несовпадения конструкторских (*а*) и технологических (*б*) баз

Ve0517.fm Page 11 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

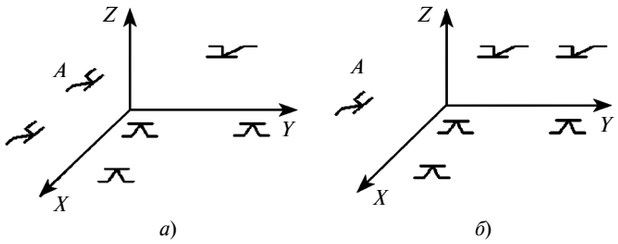


Рис. 13. Пример разного расположения баз одного наименования на одних и тех же поверхностях детали:
а — конструкторские базы; *б* — технологические базы

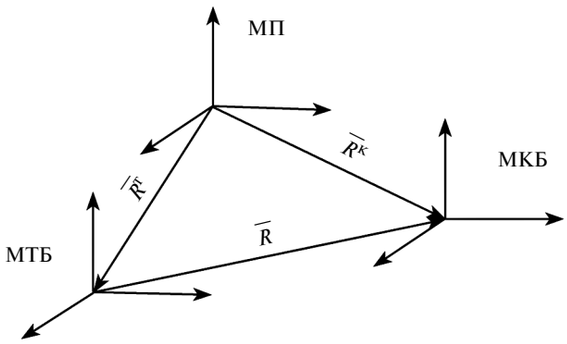


Рис. 14. Размерная цепь положения МП относительно МКБ

В случае, когда одни и те же поверхности предмета образуют модуль баз $У_я$ — $Н_я$ — $О_я$, являющийся одновременно МКБ и МТБ, имеет место особый вид несовпадения баз, заключающийся в разном распределении баз (У, Н, О) по поверхностям.

В общем случае возможны три варианта распределения баз по трем поверхностям МКБ и МТБ. Например, поверхность *А* в МКБ (рис. 13, *а*) является направляющей базой, а в МТБ — опорной базой (рис. 13, *б*).

Для определения влияния несовпадения технологических баз с конструкторскими на точность относительного положения изготовляемого модуля поверхностей (МП) надо на нем, а также МКБ и МТБ построить прямоугольные координатные системы и связать их шестью размерными цепями (тремя линейными и тремя угловыми), замыкающими звеньями которых являются координирующие размеры, связывающие изготовляемый МП с МКБ (рис. 14). Из рис. 14 следует, что при смене баз положение изготовляемого МП будет функцией $\overline{R}^{T}$ и $\overline{R}$.

При частичном несовпадении баз количество технологических размерных цепей сокращается по-разному в зависимости от несовпадающих баз.

Изложенное о несовпадении технологических и конструкторских баз справедливо и при несовпадении измерительных баз с конструкторскими или технологическими базами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Базров Б. М.** Теория и практика базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2017. № 4. С. 5—10.

2. **Базров Б. М.** Основы технологии машиностроения: Учебник для вузов. 2-е изд. М.: Машиностроение, 2007. 736 с.

УДК 658.562.001.57

Н. И. ПАСЬКО, д-р техн. наук, Н. В. АНЦЕВА, канд. техн. наук, К. С. КОЛОМИЕЦ (Тульский ГТУ),
e-mail: anzeva@rambler.ru

Оптимизация режима профилактического восстановления металлических конструкций грузоподъемных машин

Представлены математическая модель процесса технического диагностирования металлоконструкций грузоподъемных машин и методика оптимизации режима их профилактического восстановления.

Ключевые слова: грузоподъемная машина, металлоконструкция, модель износа, ресурс, статистическое моделирование.

The mathematical model of technical diagnostics process of hoisting machines metalware and the optimization methodic of mode for their preventive recovery are presented.

Keywords: hoisting machine, metalware, wear model, resource, statistical modeling.

Важную роль при организации системы технического обслуживания и ремонта грузоподъемных машин (ГПМ) играет оптимальная организация их технического диагностирования, под которым понимается комплекс контрольных измерений и методов анализа полученной информации, позволяющий сделать заключение о техническом состоянии конкретных ГПМ без их разборки, принять решение по управлению этим состоянием путем назначения оптимальных ремонтно-обслуживающих воздействий и дать прогноз остаточного ресурса составных частей ГПМ [1, 2]. Организация технического диагностирования ГПМ была бы значи-

Ve0517.fm Page 12 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

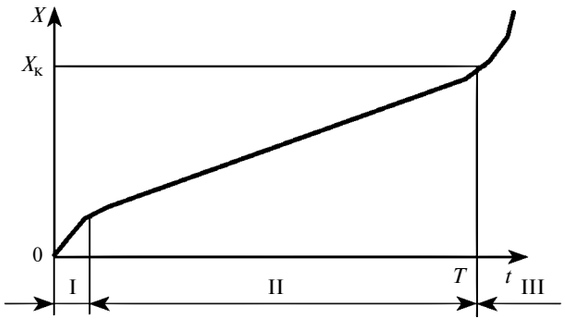


Рис. 1. Изменение линейного размера *X* в текущем времени *t*:
$X_к$ — максимально допустимое значение размера X

тельно облегчена, если бы моменты и места отказов можно было точно предсказать. Но из-за значительного разброса наработки на отказ такое предсказание возможно только с ограниченной точностью, зависящей от доступной информации о состоянии элементов ГПМ. Поэтому принципиальную трудность при техническом диагностировании ГПМ представляет обоснованное назначение сроков их контрольных осмотров, разрешение которой целесообразно на основе известных количественных моделей процессов профилактического восстановления (моделей профилактики) механических систем, представленных, например, в работах [3, 4].

В работе [5] предложен способ диагностики трещинообразования в металлоконструкциях ГПМ, основанный на анализе изменений линейных размеров зоны пластической деформации контрольных площадок под действием циклического нагружения. Для определения оптимальной периодичности технического диагностирования ГПМ указанным способом целесообразно использовать систему профилактики с плановыми осмотрами [3, 4]. В соответствии с данной системой предлагается по прошествии планового периода восстанавливать только те элементы металлоконструкций ГПМ, состояние которых близко к предельному, а остальные элементы оставлять в текущем состоянии до следующей профилактики. При этом достигается более полное использование ресурсов элементов металлоконструкции.

Процесс технического диагностирования металлоконструкций ГПМ можно описать следующей моделью [6, 7]. Пусть изменения линейных размеров зоны пластической деформации поверхности контрольной площадки описываются зависимостью $X(t)$ (рис. 1), которая характерна, например, для деталей машин, подверженных изнашиванию. В этом случае отказ считается наступившим, если линейные размеры зоны пластической деформации поверхности контрольной площадки достигают некоторого заранее установленного уровня.

Момент отказа случаен из-за колебания интенсивности изменения размеров, которая определяется свойствами самой металлоконструкции ("наследственными" факторами) и эксплуатационными условиями.

Для процесса изменения линейных размеров характерны три периода: I — период приработки; II — установившегося нормального изменения линейных размеров; III — интенсивного (катастрофического) изменения линейных размеров.

Катастрофическое изменение линейных размеров, как правило, недопустимо, поэтому момент максимально допустимого размера зоны пластической деформации поверхности контрольной площадки следует устанавливать по точке, соответствующей концу периода нормального изменения линейных размеров, для которого характерна независимость интенсивности изменения этих размеров от их значений.

Количественно увеличение линейных размеров зоны пластической деформации поверхности контрольной площадки во времени может быть описано по-разному, что приводит к различным законам распределения вероятности безотказной работы металлоконструкции. К гамма-распределению с плотностью (рис. 2)

$$f(t) = \frac{1}{\rho\Gamma(\gamma)}\left(\frac{t}{\rho}\right)^{\gamma-1} e^{t/\rho},$$

где ρ и α — параметры, связанные с математическим ожиданием a и коэффициентом вариации ν формулами $a = \gamma\rho$, $\nu = 1/\sqrt{\gamma}$, приводит следующая модель процесса [8]: линейные размеры скачкообразно увеличиваются с постоянной величиной δ скачка; вероятность скачка линейного размера за рабочее время от t до $t + \Delta t$ составляет

$$p(t) = p\Delta t + o(\Delta t) \qquad (1)$$

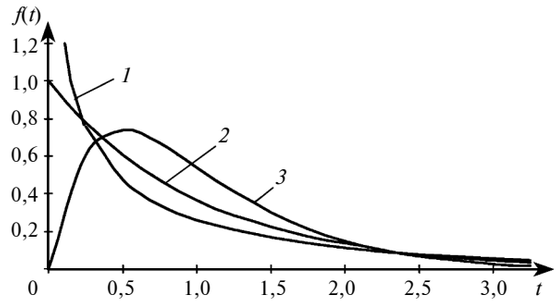


Рис. 2. Зависимости *f*(*t*) плотности гамма-распределения при значениях параметров:
1 — $\rho = 2$, $\gamma = 0{,}5$; *2* — $\rho = 1$, $\gamma = 1$; *3* — $\rho = 0{,}5$, $\gamma = 2$

Ve0517.fm Page 13 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

и не зависит от значения линейного размера и момента времени, но пропорциональна длине интервала Δt, если Δt мало.

Уравнение (1) приводит к показательному (экспоненциальному) распределению интервала времени между соседними скачками. Если $m = X_к/\delta$ — число скачков до максимально допустимого размера $X_к$, при превышении которого наступает отказ, то интервал времени до отказа складывается из m этапов и имеет гамма-распределение с параметрами $\gamma = m$, $\rho = p$ [3, 4].

Гамма-плотность имеет возрастающую при $\gamma > 1$ и убывающую при $\gamma < 1$ интенсивность отказов. При $\gamma = 1$ гамма-распределение совпадает с экспоненциальным. При большом m гамма-распределение совпадает с нормальным распределением с плотностью

$$f(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{(t-a)^2}{2\sigma^2}},$$

где a и σ — параметры распределения, причем a равно математическому ожиданию, а σ — квадратичному отклонению случайной величины T (в данном случае $a = m/p$, $\sigma = \sqrt{m}/\rho$).

Описанная модель процесса изменения линейных размеров зоны пластической деформации поверхности контрольной площадки соответствует случаю, когда начальное качество всех элементов металлоконструкции одинаково и начальным периодом приработки можно пренебречь. Внешним признаком применимости данной модели является переплетение реализаций изменения линейных размеров (рис. 3).

Если же преобладают "наследственные" факторы в рассеянии наработки до отказа, то применима так называемая веерная модель с линейными реализациями изменения линейных размеров вида

$$X(t) = Vt, \qquad (2)$$

где V — скорость (интенсивность) изменения линейных размеров зоны пластической деформации поверхности контрольной площадки, разная для различных экземпляров элемента.

Реализации изменения линейных размеров, соответствующие различным значениям, образуют веерообразный пучок линий (рис. 4), что и послужило основанием для названия модели. Естественно, что чем больше скорость изменения линейных размеров, тем меньше наработка T металлоконструкции между отказами, т. е.

$$T = X_к/V. \qquad (3)$$

Веерная модель применима и в случае, когда реализации изменений линейных размеров нелинейны. К виду (2) их можно привести (по крайней мере, приближенно) соответствующим нелинейным преобразованием шкалы изменения линейных размеров.

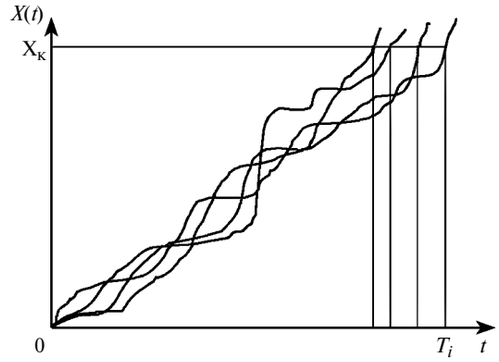


Рис. 3. Переплетающиеся зависимости изменения линейных размеров *X* зоны пластической деформации поверхности контрольной площадки во времени *t*

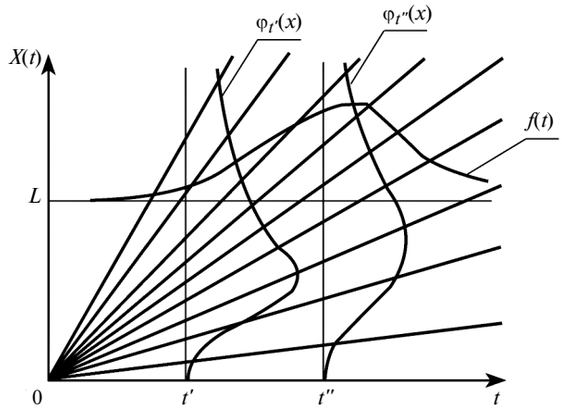


Рис. 4. Зависимости изменения во времени *t* линейных размеров *X* зоны пластической деформации поверхности контрольной площадки в случае веерной модели процесса

Пусть скорость изменения линейных размеров как случайная величина имеет плотность распределения $\varphi(V)$. Конкретный вид плотности определяется, например, путем статистического анализа результатов испытания после фиксированной наработки партии элементов металлоконструкций данного типа, являющейся представительной для всей совокупности элементов данного типа, или на основании данных о долговечности элементов, полученных при наблюдении за реально работающими в подобных условиях ГПМ.

Плотность $f(t)$ распределения вероятности безотказной работы определяется через распределение скоростей изменения линейных размеров по формуле

$$f(t) = \frac{X_к}{t^2}\varphi\left(\frac{X_к}{t}\right),$$

являющейся следствием связи (3).

Ve0517.fm Page 14 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

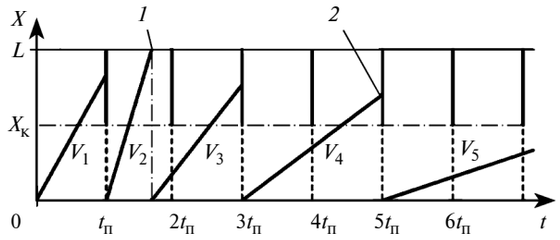


Рис. 5. Часть процесса изменения во времени *t* линейных размеров зоны пластической деформации поверхности контрольной площадки и профилактики элемента металлоконструкции:

1 — момент отказа и восстановления по отказу; *2* — момент профилактического восстановления (интервалы времени восстановления условно не показаны)

Плотность распределения изменения линейных размеров после наработки с начала эксплуатации элемента составляет

$$\varphi_t(X) = \frac{1}{t}\varphi\left(\frac{X}{t}\right).$$

В случае применения веерной модели реализаций изменений линейных размеров зоны пластической деформации поверхности контрольной площадки элемент металлоконструкции ГПМ осматривают через промежутки $t_п$ по наработке. Если при осмотре линейный размер X больше или равен критическому значению $0 < X_к < L$, то проводится профилактическое восстановление элемента. В противном случае элемент продолжают эксплуатировать. Если же линейный размер достигнет максимально возможного значения L раньше, что означает отказ элемента, то проводится внеочередное восстановление элемента (рис. 5). Параметры $t_п$ и $X_к$ характеризуют режим профилактики. Оптимальный их выбор имеет большое практическое значение. Слишком частые профилактические осмотры чрезмерно увеличивают затраты на их проведение, ведь при этом ГПМ, как правило, приходится останавливать. Редкие же осмотры не могут предотвратить отказы, происходящие между осмотрами. Восстановление после этих отказов требует обычно больше средств и времени. Снижение критического значения $X_к$ линейного размера зоны пластической деформации поверхности контрольной площадки уменьшает вероятность отказов, но ценой недоиспользования ресурса элементов.

Для экономических расчетов, как правило, достаточно знать следующие характеристики процесса профилактики: среднее число H отказов за интервал между профилактиками; долю P профилактических восстановлений в общем числе восстановлений; степень p профилактического обновления или вероятность того, что в момент профилактики потребуется восстановление; среднюю наработку $\overline{T}_п$ на один элемент до его восстановления. Эти показатели зависят от $t_п$ и $X_к$.

Наиболее общим показателем являются средние затраты, связанные с профилактическим обслуживанием и восстановлением элементов за плановый период, отнесенные к наработке за этот период, т. е.

$$\theta = \frac{Э_{ос} + Э_п p + Э_о H}{t_п}, \qquad (4)$$

где $Э_{ос}$, $Э_п$, $Э_о$ — средние затраты соответственно на один осмотр, на одно профилактическое восстановление и на одно восстановление по отказу.

Зависимость показателей H, P, p, $\overline{T}_п$ и, следовательно, θ от параметров $t_п$ и $X_к$ довольно сложна и в аналитическом виде не выражается, но поддается исследованию методом статистического моделирования процесса профилактики на ЭВМ.

Для моделирования необходимо задать в явном виде закон рассеяния скоростей изменения линейных размеров зоны пластической деформации поверхности контрольной площадки $\varphi(V)$ или долговечностей $f(t)$, значения максимально допустимого линейного размера L и линейного размера $X_к$ зоны пластической деформации поверхности контрольной площадки, период $t_п$ профилактики.

Моделирование осуществляется следующим образом. ЭВМ по специальному алгоритму вырабатывает псевдослучайные числа, равномерно распределенные в интервале (0; 1) [9]. Из этих чисел формируются новые случайные числа, распределенные по требуемому закону.

Предположим, что в момент t_Σ по наработке проведен очередной ремонт элемента металлоконструкции. При этом скорость изменения линейных размеров i-й контрольной площадки составит V_i. Если t — время до ближайшей профилактики, то в момент профилактики линейный размер i-й контрольной площадки составит:

$$X = V_i t. \qquad (5)$$

Если оказывается, что $X_к \le X \le L$, то проводится профилактическое восстановление данного элемента металлоконструкции, т. е. вырабатывается новая $i + 1$-я случайная скорость изменения линейных размеров V_{i+1}; наработка t_Σ увеличивается на величину t; время t до ближайшей профилактики принимается равным $t_п$.

Если оказывается, что $X > X_к$, то t_Σ увеличивается на величину L/V_i; t принимается равным $t - L/V_i$ и переходят к $i + 1$-му элементу металлоконструкции.

Ve0517.fm Page 15 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

Если $X < X_к$, то принимаем t равным $t + t_п$ и определяем линейный размер контрольной площадки опять по формуле (5), но при новом t и без изменения скорости V изменения линейного размера, и проводим те же проверки и те же вычисления. Эту процедуру можно повторять сколько угодно раз. На рис. 5 изображен отрезок такого процесса профилактики, а на рис. 6 представлен алгоритм моделирования.

В качестве критерия оптимальности варианта профилактического восстановления приняты удельные затраты θ времени, т. е. затраты времени на восстановление металлоконструкции, приходящиеся в среднем на единицу наработки. Эти затраты зависят от параметров режима профилактического восстановления — периодов осмотров $t_п$ и критического линейного размера $X_к$ — довольно сложно. Может быть несколько экстремумов. Оптимальные значения этих параметров — $t_п^*$ и $X_к^*$, минимизирующие удельные затраты, определяются путем перебора в цикле различных значений $t_п$ с шагом $\Delta t_п$ в интервале $0 \div 1{,}6\,\overline{T}$ и различных значений критического линейного размера $X_к$ с шагом $\Delta X_к$ в интервале $0 \div L$, где $\overline{T}$ — средняя наработка между отказами металлоконструкции при восстановлении только по отказу, а L — линейный размер зоны пластической деформации поверхности контрольной площадки, соответствующий отказу металлоконструкции. Далее в результате перебора всех вычисленных значений θ выбирается меньшее из них и определяются соответствующие ему значения параметров режима профилактики.

После этого моделируются новые значения параметров и цикл повторяется конечное число раз. В результате запоминается тот вариант, при котором затраты оказались наименьшими.

За время моделирования накапливаются следующие статистические данные: число $N_{от}$ отказов элемента металлоконструкции, число N_p плановых восстановлений, число N_k контролей технического состояния, общее время t_Σ моделирования и др.

С помощью этих данных определяются выходные параметры для каждого элемента металлоконструкции:

число отказов за период профилактики $H = \dfrac{N_{от} t_п}{t_\Sigma}$;

доля профилактических восстановлений $P = \dfrac{N_p}{N_p + N_{от}}$;

вероятность проведения профилактического осмотра $P_{ос} = \dfrac{N_{ос} t_п}{t_\Sigma}$;

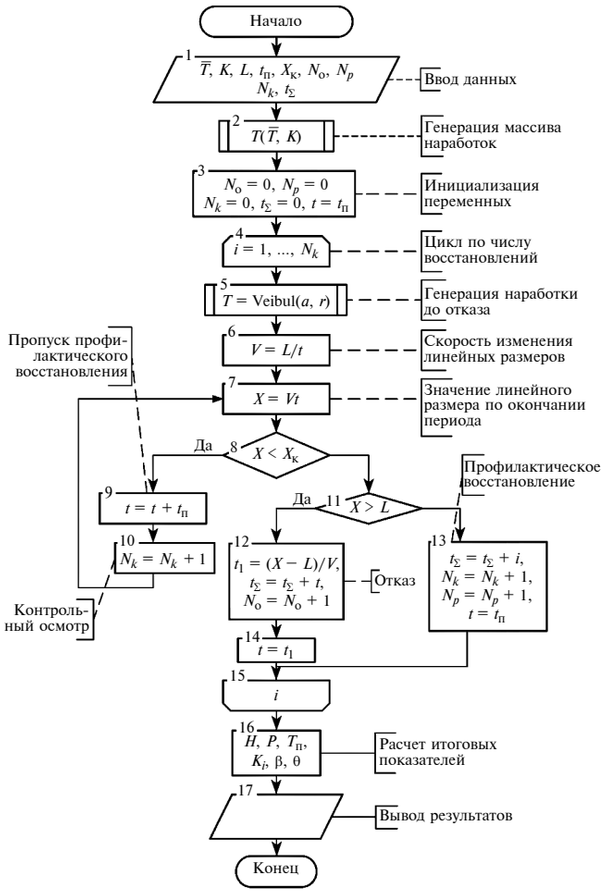


Рис. 6. Алгоритм статистического моделирования системы профилактики металлоконструкций

наработка на одно восстановление $\overline{T} = \dfrac{t_\Sigma}{N_p + N_{от}}$;

коэффициент использования ресурса $K_и = \dfrac{\overline{T}}{T}$;

интенсивность отказов $\beta = \dfrac{N_{от}}{t_\Sigma} 60$;

наработка между отказами $T_{от} = \dfrac{t_\Sigma}{N_о}$,

а также удельные затраты θ по формуле (4).

При этом наработку элемента металлоконструкции можно измерять или циклами нагружения, или временем работы.

Точность расчета характеристик процесса можно оценить только вероятностно. При доверительной вероятности 0,95 ошибку Δ вычисления доли P профилактических замен определяем по формуле [10]:

$$\Delta < 2\sqrt{\frac{P(1-P)}{N_k}}.$$

Если $P = 0{,}5$, $N_k = 1000$, то $\Delta < 0{,}03$ с вероятностью 0,95 и только в 5 % случаев ошибка может быть больше 0,03.

Профилактика всей металлоконструкции ГПМ по данной схеме осуществляется как и при профилактике одного ее элемента, но с организационной стороны желательно профилактики отдельных элементов по возможности совмещать, что уменьшает подготовительно-заключительные затраты при проведении профилактического восстановления и осмотров.

При решении вопроса о профилактике металлоконструкцию можно рассматривать условно как отдельный элемент и проводить расчеты в соответствии с представленной выше методикой. В разъяснении нуждается лишь вопрос об определении критического значения $X_к$ линейного размера, максимального линейного размера и пр.

Допустим, что в металлоконструкцию входит N элементов, каждый из которых отказывает (что равносильно отказу всей металлоконструкции) после достижения значения линейного размера l_i ($i = l, ..., N$ — номер элемента металлоконструкции). Приведенный линейный размер металлоконструкции будем определять как

$$\chi = \max\left(\frac{X_1}{l_1}, \frac{X_2}{l_2}, ..., \frac{X_N}{l_N}\right),$$

т. е. по максимальному относительному линейному размеру χ_i. Отказ металлоконструкции наступает в том случае, когда хотя бы одно из значений χ_i достигает l.

При профилактическом осмотре решение о необходимости ремонта металлоконструкции или отдельного ее элемента принимается по величине χ: если $\chi \geq \chi_к$, то ремонт осуществляется, в противном случае эксплуатация металлоконструкции продолжается. Иначе это условие можно сформулировать так: ремонт металлоконструкции осуществляется, если при осмотре хотя бы один элемент металлоконструкции имеет линейный размер χ_i больше $\chi_к$.

Если элементы металлоконструкции имеют медианы долговечности $\hat{T}_1, \hat{T}_2, ..., \hat{T}_N$ при одинаковом показателе разброса α^{-1}, то медиана долговечности $\hat{T}$ металлоконструкции определяется согласно работе [11] из уравнения

$$\frac{1}{\hat{T}\alpha} = \sum_1^N \frac{1}{\hat{T}\alpha},$$

а показатель разброса металлоконструкции при этом остается неизменным и равным показателю разброса ее отдельного элемента.

Практическое применение на промышленных предприятиях представленного подхода к оптимизации периодов профилактического обслуживания металлоконструкций грузоподъемного оборудования позволит обеспечить достижение высоких технико-экономических показателей ремонтной службы предприятия и минимизировать затраты трудовых и материальных ресурсов на выполнение ремонтных работ, а также потери основного производства, связанные с ремонтом и неисправностью грузоподъемного оборудования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сухарев Э. А.** Теория эксплуатационной надежности машин: Учебное пособие. Ровно: Изд-во РГТУ, 2000. 164 с.

2. **Аникеева О. В., Афонин А. Н., Ивахненко А. Г.** Автоматизация диагностирования и прогнозирования состояния металлорежущих станков на промышленных предприятиях // Известия Юго-Западного государственного университета. 2012. № 1—1. С. 103—107.

3. **Пасько Н. И., Анцева Н. В.** Оптимизация режима технического обслуживания и ремонта металлообрабатывающего оборудования // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2007. № 1. С. 80.

4. **Пасько Н. И., Анцева Н. В., Бутырский С. Н.** Оптимизация режима технического диагностирования металлических конструкций грузоподъемных машин // Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации. Сб. науч. тр. XII-й Междунар. науч.-практ. конф. (19—20 марта 2015 г.) / Отв. ред. А. А. Горохов. В 4 т. Т. 3. Курск: Юго-Зап. гос. ун-т, 2015. 426 с.

5. **Пат. 3556034 Рос. Федерация: МПК G01N21/88.** Способ диагностики трещинообразования в металлоконструкциях.

6. **Селиверстов Г. В., Анцев В. Ю., Вобликова Ю. О.** Построение оптимального алгоритма диагностирования крановых металлоконструкций // Строительные и дорожные машины. 2013. № 7. С. 23.

7. **Аникеева О. В., Ивахненко А. Г.** Организация функциональной диагностики металлорежущих станков // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2011. № 2—3 (286). С. 133—138.

8. **Герцбах И. Б., Кордонский Х. Б.** Модели отказов. М.: Советское радио, 1966. 165 с.

9. **Анцева Н. В., Пасько Н. И.** Управление качеством ремонтного обслуживания технологического оборудования с периодическим контролем состояния // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2012. № 2—5 (292). С. 115—121.

10. **Методы** повышения производительности машин, работающих в абразивных средах / В. М. Власов, И. П. Маленко, Н. И. Пасько и др. Тула: Приокское книжное издательство, 1978. 145 с.

11. **Балтер М. А.** Упрочнение деталей машин. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1978. 184 с.

Ve0517.fm Page 17 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

УДК 621.83.001.573

Б. В. ПЫЛАЕВ, д-р техн. наук (МСХА им. К. А. Тимирязева), e-mail: bvp@vmvp.ru

Кинематика механизма с качающейся шайбой

Приведена математическая модель функционирования механизма с качающейся шайбой, использованная для определения оптимальных конструктивных параметров высокомоментного вариатора нефрикционного типа.

Ключевые слова: вариатор, нефрикционный вариатор, система приводов, механизм с качающейся шайбой.

The mathematical model of functioning of wobble plate mechanism, used for determination of optimal structural parameters of high-torque non-frictional type variator is given.

Keywords: variator, non-frictional variator, drive system, wobble plate mechanism.

Пространственные механизмы позволяют решать конструкторские задачи, которые недостижимы при использовании плоских механизмов. Современные методы компьютерного проектирования и математического моделирования дают возможность создавать качественно новые пространственные механизмы с оптимальными характеристиками.

В статье приведен расчет кинематических параметров механизма с качающейся шайбой (МКШ), предложенный автором для колебательного механизма высокомоментного вариатора нефрикционного типа (ВМВ) [1]. Данная работа касается общих закономерностей кинематического функционирования МКШ с одной степенью свободы и может быть полезна для проектирования различных механизмов на основе МКШ, например бесшатунных поршневых механизмов [2—4], а также гидромашин, компрессоров и пр.

Согласно схеме колебательного механизма для высокомоментного вариатора (рис. 1) в корпусе (стойке) *4* на подшипник *2* посажен наклонный кривошип *3*, OO_1 — ось вращения кривошипа, α — угол его поворота с угловой скоростью $\omega = \dot{\alpha}$. С корпусом связана неподвижная система координат *OXYZ*. На кривошипе с возможностью вращения установлена шайба *1* с пальцем *5*, вставленным в паз *6* корпуса; *Oxyz* — подвижная система координат, связанная с шайбой *1*. Параллельно оси *OX* установлена пара колебательных валов KB_a и KB_b с рычагами *7a* и *7b*, шарнирно-поступательно связанными с шайбой, *8* — шарнир, *9* — трубчатая направляющая.

При повороте кривошипа рычаги поворачиваются на углы γ_a и γ_b, при этом колебательные валы совершают колебательные вращения с угловыми скоростями $\omega_a = \dot{\gamma}_a$ и $\omega_b = \dot{\gamma}_b$, которые зависят от параметров МКШ. Автором была поставлена задача по определению оптимальных параметров, обеспечивающих эффективность ВМВ [5, 6].

Шайба *1* — тело с неподвижной точкой *O*, совершающее вращательное движение (рис. 2). На шайбу, кроме зафиксированной точки, в нашем случае наложены дополнительные связи, ограничивающие движение.

В общем случае шайба имеет три степени свободы и ее положение определяют три эйлеровых уг-

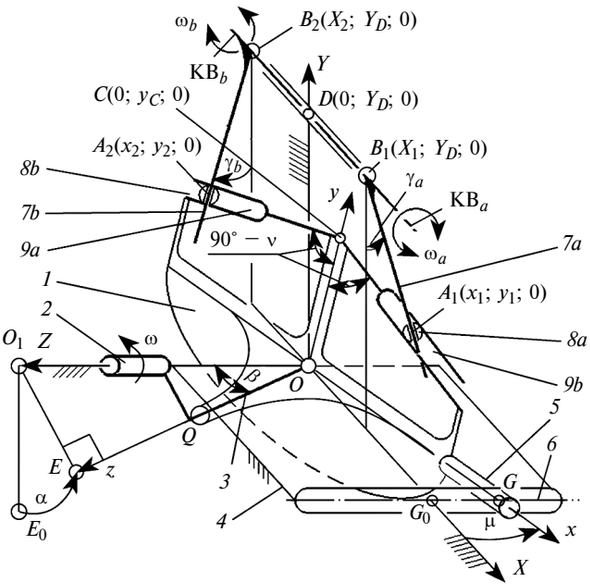


Рис. 1. Схема колебательного механизма ВМВ:
$x_1 = h$; $x_2 = -h$; $Y_D = d$; $X_{G_0} = g$; $y_C = r$

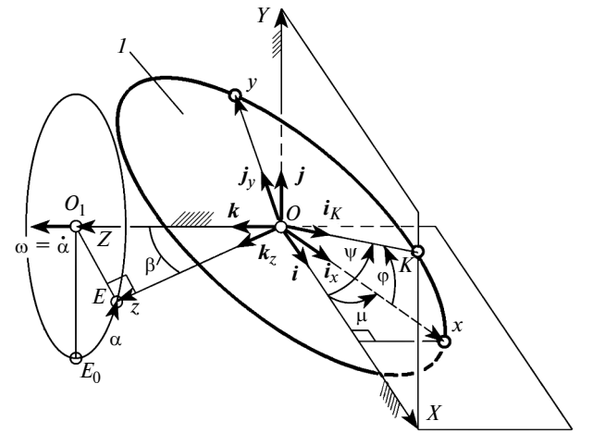


Рис. 2. Схема механизма с качающейся шайбой

Ve0517.fm Page 18 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

ла [7]: ψ — угол прецессии; β — угол нутации; φ — угол собственного вращения (между линией OK узлов и осью координат Ox). Угол β в механизме может быть зафиксированным или изменяемым органом управления, например, как в ВМВ [1]. Считая, что за один оборот кривошипа этот угол не изменяется, полагаем $\beta = \text{const}$. На рис. 2 показаны единичные векторы (орты) неподвижных и подвижных осей координат: $\boldsymbol{i}, \boldsymbol{j}, \boldsymbol{k}$ и $\boldsymbol{i}_x, \boldsymbol{j}_y, \boldsymbol{k}_z$. В таблице даны направляющие косинусы между осями неподвижной ($OXYZ$) и подвижной ($Oxyz$) систем координат, где

$$e = \sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\beta \sin^2\alpha}.$$

Линия OK узлов перпендикулярна осям Z и z, следовательно, угол прецессии $\psi = \alpha$, а орт $\boldsymbol{i}_k = \boldsymbol{i}\cos\alpha + \boldsymbol{j}\sin\alpha$. Угол φ собственного вращения определим по результату векторного умножения:

$$\boldsymbol{i}_x \cdot \boldsymbol{i}_k = p_1\cos\alpha + m_1\sin\alpha = \cos\varphi,$$

откуда

$$\varphi = \begin{cases} -\varphi_0 \text{ при } -\pi < \alpha < 0; \\ \varphi_0 \text{ при } 0 \le \alpha \le \pi; \\ 2\pi - \varphi_0 \text{ при } \pi < \alpha \le 2\pi, \end{cases}$$

где $\varphi_0 = \arccos\left(\dfrac{\cos\alpha}{e}\right)$.

Угол отклонения оси x

$$\mu = \arccos\left(\frac{1}{e}\right)\mathrm{sign}(\sin\alpha).$$

Анализ показал, что в нашем случае положение качающейся шайбы однозначно зависит от угла α поворота кривошипа, поэтому проекции угловой скорости шайбы на подвижные оси координат (кинематические уравнения Эйлера [7]) примут вид:

$$\begin{cases} \omega_x = \omega\sin\beta\sin\varphi; \\ \omega_y = \omega\sin\beta\cos\varphi; \\ \omega_z = \omega\cos\beta + \dot{\varphi}. \end{cases}$$

Рассмотрим кинематику колебательных валов KB_a и KB_b (см. рис. 1).

Координаты шарнира A_1:

$$z_1 = 0; \quad y_1 = r - x_1\mathrm{tg}\nu; \quad X_1 = h = x_1p_1 + y_1p_2,$$

откуда

$$x_1 = \frac{h - rp_2}{p_1 + p_2\mathrm{tg}\nu}; \quad Y_1 = y_1m_2; \quad Z_1 = x_1n_1 + y_1n_2.$$

Плечо рычага *7a*

$$B_1A_1 = \sqrt{(d - Y_1)^2 + Z_1^2},$$

его угол поворота

$$\gamma_a(\alpha) = \arcsin\left(\frac{Z_1}{B_1A_1}\right).$$

Координаты шарнира A_2:

$$z_1 = 0; \quad y_2 = r + x_2\mathrm{tg}\nu; \quad X_1 = -h = x_2p_1 + y_2p_2,$$

откуда

$$x_2 = \frac{-h - rp_2}{p_1 + p_2\mathrm{tg}\nu}; \quad Y_2 = y_2m_2; \quad Z_2 = x_2n_1 + y_2n_2.$$

Плечо рычага *7b*

$$B_2A_2 = \sqrt{(d - Y_2)^2 + Z_2^2},$$

его угол поворота

$$\gamma_b(\alpha) = \arcsin\left(\frac{Z_2}{B_2A_2}\right).$$

Ниже даны результаты математического моделирования МКШ со следующими оптимальными параметрами, полученными при вычислительном эксперименте (рис. 3—6):

$$h = 64 \text{ мм}; \quad d = 118 \text{ мм}; \quad r = 102 \text{ мм}; \quad \nu = 30°;$$
$$\beta = 20°; \quad \omega = 1 \text{ рад/с}.$$

Угловые скорости колебательных валов

$$\omega_a = \omega\frac{\mathrm{d}\gamma_a(\alpha)}{\mathrm{d}\alpha} \text{ и } \omega_b = \omega\frac{\mathrm{d}\gamma_b(\alpha)}{\mathrm{d}\alpha}$$

определялись численно в системе MathCad.

Направляющие косинусы между осями систем координат

Оси системы *Oxyz*	Оси системы *OXYZ*		
	X	*Y*	*Z*
x	$p_1 = \frac{1}{e} = \cos\mu$	$m_1 = 0$	$n_1 = \frac{-\mathrm{tg}\beta\sin\alpha}{e} = -\sin\mu$
y	$p_2 = \frac{\mathrm{tg}\beta\sin\beta\sin\alpha\cos\alpha}{e}$	$m_2 = e\cos\beta$	$n_2 = \frac{\sin\beta\cos\alpha}{e}$
z	$p_3 = \sin\beta\sin\alpha$	$m_3 = -\sin\beta\cos\alpha$	$n_3 = \cos\beta$

Ve0517.fm Page 19 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

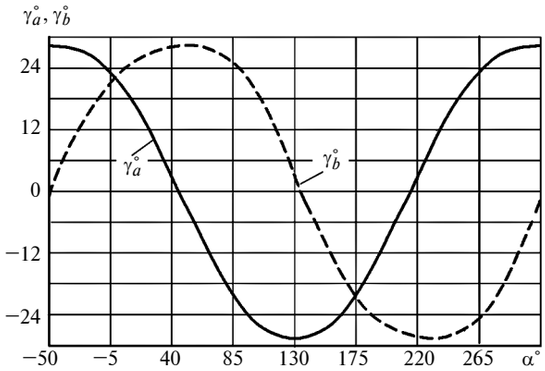


Рис. 3. Зависимости углов поворота колебательных валов от угла α поворота кривошипа

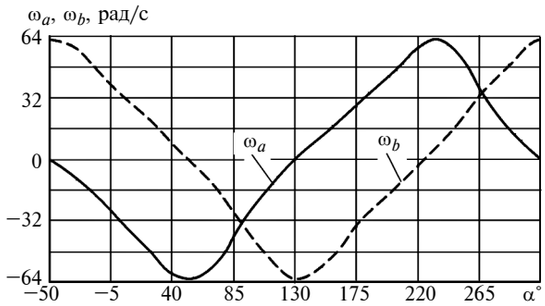


Рис. 4. Зависимости угловых скоростей колебательных валов от угла α поворота кривошипа

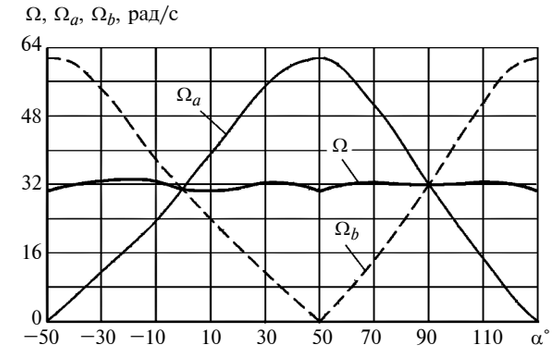


Рис. 5. Зависимости угловых скоростей валов дифференциала от угла α

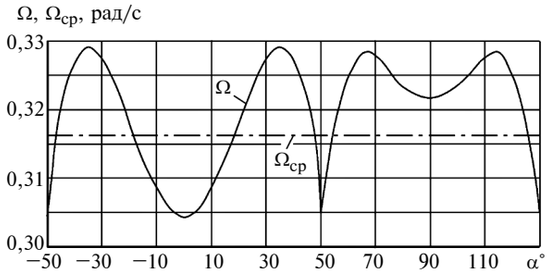


Рис. 6. Зависимости угловых скоростей водила дифференциала от угла α

Период поворота кривошипа дан от $\alpha_0 = -50°$, так как в этот момент $\gamma_a(\alpha_0) = \gamma_{a\max}$.

Рассматриваемый колебательный механизм в ВМВ посредством нефрикционных зубчатых обгонных муфт [8—10] выпрямляет угловые скорости колебательных валов в однонаправленные пульсирующие скорости с передачей вращения на валы трехвального дифференциала, Ω_a и Ω_b — угловые скорости валов дифференциала (см. рис. 5). Угловая скорость водила дифференциала (см. рис. 6)

$$\Omega = 0{,}5(\Omega_a + \Omega_b).$$

Из-за фазового сдвига скоростей колебательного вала, кинематических параметров МКШ и свойства дифференциала усреднять скорости валов на водиле (выходной вал ВМВ) имеем существенное уменьшение неравномерности вращения. ВМВ с оптимальными параметрами обеспечивает коэффициент неравномерности вращения выходного вала

$$\delta = \frac{(\Omega_{\max} - \Omega_{\min})}{\Omega_{ср}} = \frac{(0{,}329 - 0{,}304)}{0{,}317} = 0{,}08,$$

где средняя скорость

$$\Omega_{ср} = 0{,}5(\Omega_{\max} + \Omega_{\min}) = 0{,}5(0{,}329 + 0{,}304) = \\ = 0{,}317 \text{ рад/с}.$$

Колебательный механизм с МКШ [1] применен в сконструированном ВМВ (рис. 7) мощностью 100 кВт с частотами вращения входного вала 3000 мин$^{-1}$, выходного вала 0÷793 мин$^{-1}$ и габаритными размерами 500 × 400 × 400 мм.

Кинематические и динамические характеристики механизма существенно зависят от его конструктивных параметров. Предложенная математическая

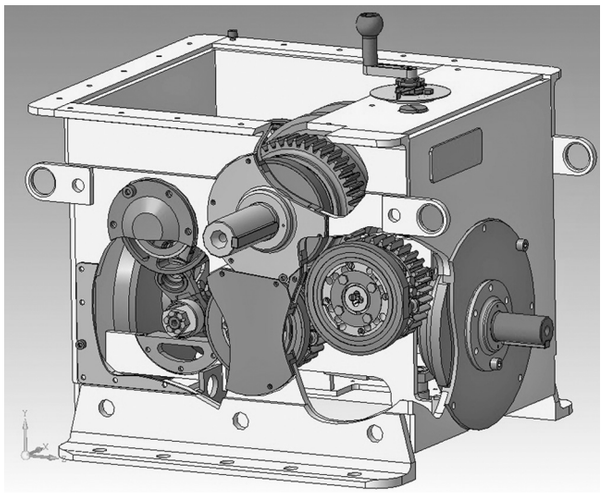


Рис. 7. 3-D модель высокомоментного вариатора

Ve0517.fm Page 20 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

УДК 62-235.1/.58

В. В. ПШЕНИЧНЫЙ, А. Ф. САЛЬНИКОВ (Пермский национальный исследовательский политехнический университет), e-mail: vadim483p@rambler.ru; ses@matmod.pstu.ac.ru; afsanikov_1@lmail.ru;

Динамический анализ стенда для испытаний главных редукторов вертолетов

Приведены результаты модального анализа конструкции стенда для испытания главных редукторов вертолетов. Определены условия возможного резонансного взаимодействия элементов стенда друг с другом и испытуемым агрегатом. Показано, что резонансные взаимодействия конструктивных элементов стенда многократно увеличивают вибронагрузки на агрегаты и механизмы вертолетного редуктора, что может привести к ухудшению его работоспособности и стать причиной отказа.

Ключевые слова: испытания, трансмиссия, вертолет, частота, мода, резонанс.

The results of modal analysis of bench structure for testing of main rotor transmission of helicopters are presented. The conditions for possible resonance interaction of bench elements between each other and the tested aggregate are determined. It is shown, that resonance interactions of bench structural elements increases vibrational loads on aggregates and mechanisms of helicopter reducers in several times, which can lead to decrease in its working capacity and become a failure reason.

Keywords: tests, transmission, helicopter, frequency, mode, resonance.

Проблема резонансных взаимодействий конструктивных элементов стенда и отрабатываемых элементов и узлов редуктора связана с существенным искажением результатов динамического анализа отрабатываемого изделия, что в конечном итоге приводит к значительному повышению затрат при проведении ресурсных, приемо-сдаточных и технологических испытаний агрегатов. Поэтому выявление условий резонансного взаимодействия и получение достоверных результатов при отработке различных агрегатов актуально для любого предприятия авиационной отрасли. Для универсального стенда, который разработан и создан в АО "Редуктор ПМ", г. Пермь, эта задача решалась практически впервые, так как уже в процессе отработки данного стенда были выявлены значительные вибрации, которые существенно превышали расчетные значения. Решение задачи формирования условий резонансных взаимодействий могло помочь выявить связь частотных взаимодействий конструкции стенда и испытуемого агрегата. Для установления частот элементной базы стенда задача модального анализа сводилась к определению собственных частот конструктивных элементов стенда без агрегата и парциальных частот этих же элементов при установке и закреплении агрегата на стенде.

Структура волновых преобразований в сложных конструкциях существенно зависит от их элементной базы и конструктивных связей между элементами. По сути структура волнового поля — многомерная. Однако общие подходы к формированию условий взаимодействий возможны на основе их разложения по координатам.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 17)

модель МКШ позволяет определять кинематические параметры, а также может быть использована для вычисления динамических характеристик.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2475663 Рос. Федерация:** МПК F 16 H 29/08. Колебательный механизм высокомоментного вариатора нефрикционного типа.

2. **Пылаев Б. В.** Кинематика и динамика бесшатунного механизма с качающейся шайбой // Вестник машиностроения. 1996. № 4. С. 6—10.

3. **А. с. 1650993 SU:** МКИ F 16 H 23/04. Механизм с качающейся шайбой.

4. **Пат. 2085792 Рос. Федерация:** МПК F 16 H 23/04. Бесшатунный механизм с качающейся шайбой.

5. **Пылаев Б. В.** Основы динамики высокомоментных вариаторов // Вестник машиностроения. 2004. № 7. С. 16—22.

6. **Пылаев Б. В.** Высокомоментный вариатор нефрикционного типа // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2005. № 9. С. 22—26.

7. **Бухгольц Н. Н.** Основной курс теоретической механики (часть вторая). М.: Наука, 1972. 332 с.

8. **Пылаев Б. В., Шамин А. А.** Зубчатая обгонная муфта для нефрикционного высокомоментного вариатора // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 3—6.

9. **Пат. 2353835 Рос. Федерация:** МПК F 16 D 41/08. Зубчатая обгонная муфта.

10. **Пат. 2353836 Рос. Федерация:** МПК F 16 D 41/08. Реверсивная зубчатая обгонная муфта.

Ve0517.fm Page 21 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

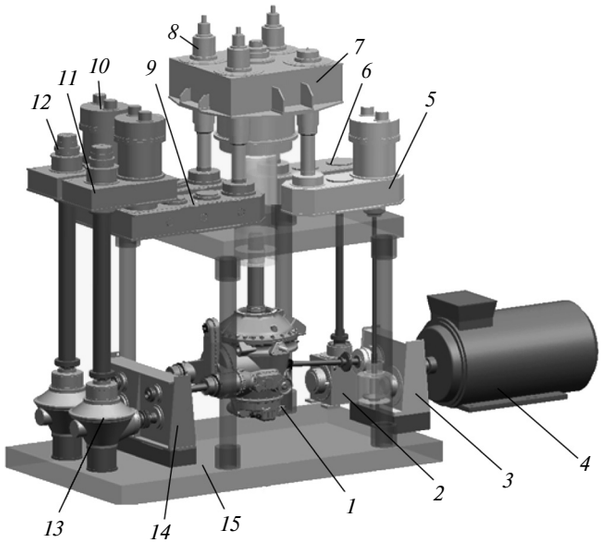


Рис. 1. Конструктивная реализация стенда:

1 — испытуемый редуктор; *2* и *6* — нижний и верхний редукторы электропривода; *3* — нижний замыкающий редуктор привода хвостового вала; *4* — электродвигатель; *5* — промежуточный редуктор привода хвостового вала; *7* — верхний замыкающий редуктор; *8* — механизм переключения передаточных отношений; *9* и *11* — промежуточные замыкающие редукторы (нижний и верхний); *10* — загрузочное устройство; *12* — муфта сцепления; *13* — конический замыкающий редуктор; *14* — нижний замыкающий мультипликатор; *15* — основание стенда

Хотя существует связь между координатными взаимодействиями в волновом поле, тем не менее эти взаимодействия имеют более высокую степень зависимости. Поэтому на первом этапе можно не учитывать данные взаимодействия и, используя принцип суперпозиции, рассматривать их только по определенным направлениям.

Алгоритм определения собственных частот колебаний элементов стенда и конструкции в целом в этом случае строится на модальном анализе, который описан ниже.

Металлоконструкция состоит из основной сварной рамы, площадки обслуживания и ограждений. Основная рама устанавливается на бетонный пол.

В данном стенде каждый из испытуемых главных редукторов вертолета в совокупности со стендовыми редукторами, связанными между собой валами и муфтами, образует три силовых замкнутых контура: два входных контура и контур привода хвостового вала. Кинематически стенд выполнен таким образом, что общее передаточное число каждого замкнутого силового контура составляет единицу, что позволяет обеспечить свободное вращение механической части стенда в собранном виде. Конструктивная реализация стенда показана на рис. 1.

Механическая часть стенда приводится во вращение независимым электроприводом. При вращении механической части стенда специальные загрузочные устройства создают в каждом из замкнутых силовых контуров заданные по величине и направлению крутящие моменты, соответствующие при номинальной частоте вращения мощностям, необходимым для нагружения испытуемых главных редукторов вертолетов согласно программам испытаний. Загрузочные устройства позволяют переходить с одного на другой режим испытаний, не останавливая работы стенда.

Рама стенда (рис. 2) состоит из шести сдвоенных наклонных стоек *1*, соединенных с верхней частью *2*, на которой установлены агрегаты.

Модальный анализ включает в себя формирование колебаний элементов изделия в определенном направлении и измерение возникающих при этом колебательных движений. Это метод анализа систем, при котором для измерения отношения реакции к измеряемой силе возбуждения может быть использован двухканальный анализатор, выполняющий быстрое преобразование Фурье. Определяемые частотные характеристики способствуют выделению из результатов спектров силы и описанию собственно свойств конструкции между точками измерения. По набору измеренных в различных точках конструкции частотных характеристик можно строить картину ее динамического поведения. Используемый при этом метод называется анализом мод колебаний.

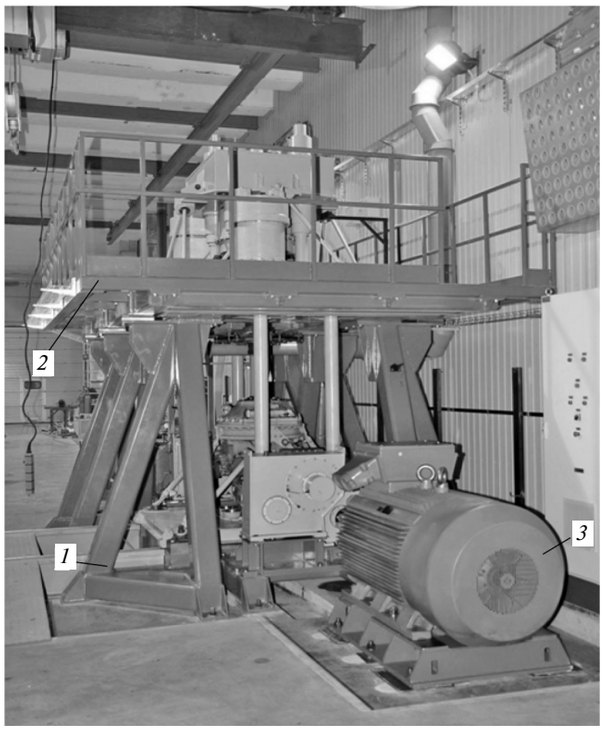


Рис. 2. Фотография стенда со стороны электродвигателя *3*

Анализируются следующие модальные параметры: модальная частота, модальное затухание, форма моды. Эти параметры совместно дают полное описание собственных динамических характеристик стенда и являются неизменными независимо от того, работает стенд или нет.

Анализ мод колебаний представляет собой процесс определения модальных параметров конструкции для всех мод в определенном частотном диапазоне с целью использовать эти параметры для построения математической модальной модели реакции конструкции. Это позволяет контролировать техническое состояние конструкции, т. е. выявлять всевозможные дефекты (раковины, трещины, ослабление в структуре материала и др.) и определять возможности дальнейшей эксплуатации конструкции.

Все конструкции проявляют модальные свойства. Определяемые экспериментальным путем частотные характеристики механических конструкций указывают на наличие серий пиковых значений.

Отдельные пики часто бывают очень острыми и четко определяются при дискретных частотах, что указывает на наличие резонансов, каждый из которых представляет собой характеристику системы с одной степенью свободы. Это является основой модального анализа.

Параметры конструкции, полученные путем экспериментального модального анализа, позволяют характеризовать систему с точки зрения ее способности накапливать вибрационную энергию и проявлять резонансное взаимодействие элементов конструкции с такими источниками вибрационного воздействия, как вращающиеся роторы.

Рассмотрим динамику вынужденных колебаний системы с одной степенью свободы. Согласно вышесказанному модальная модель любой системы может быть представлена как совокупность систем с одной степенью свободы, если: $P_0\cos\omega t$ — вынуждающая сила; A — амплитуда вынужденных колебаний; A_0 — равновесная амплитуда, характеризующая статическое отклонение конструкции при воздействии амплитудного значения вынуждающей силы P_0.

Соотношение волновых взаимодействий между конструктивными элементами волнового поля в первом приближении может быть оценено с помощью коэффициента динамичности:

$$\beta = \frac{A}{A_0} = \frac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \left(\frac{\delta}{\pi}\right)\left(\frac{\omega}{p}\right)^2}},$$

где ω — частота вынуждающей силы; p — модальная частота; δ — логарифмический декремент затухания (при вязком трении).

Данная величина хорошо описывает способность системы увеличивать амплитуду колебаний при приближении парциальных частот отдельных ее элементов к частоте вынуждающих сил, которыми могут являться как центробежные усилия несбалансированных роторов, так и вынужденные колебания других элементов конструкции под действием этих источников, т. е. могут иметь место наведенные колебания.

Как замечено ранее, в первом приближении динамические взаимодействия в системе определяются по координатам, а межкоординатные взаимодействия опускаются. Вибрации отдельных элементов конструкции будут усиливаться только в том случае, если они близки к парциальной частоте элемента конструкции и действуют в направлении деформаций ее моды.

Например, в рассматриваемом стенде преобладают вертикальные роторы, а центробежные усилия, вызванные дисбалансом, действуют в горизонтальной плоскости. Поэтому в случае высоких парциальных коэффициентов динамичности в этой конструкции будут усиливаться колебания в горизонтальном и осевом направлениях и отдельные ее элементы будут влиять друг на друга через наведенные колебания в этих направлениях, передающиеся через соединяющие их части конструкции.

Методика проведения модального анализа основана на построении системы измерений в последовательной связи между нагружаемым элементом и примыкающим к нему, с формированием последовательности действий по всем элементам.

При модальном анализе были проведены измерения на основных элементах стенда (рис. 3): на стойках рамы стенда и верхней платформе рамы, вертикальных соединительных валах, платформе испытуемого редуктора, вертолетной раме, на валу испытуемого редуктора и его корпусе.

Измерения проводили в каждой намеченной точке в трех направлениях: осевом — вдоль оси вала электродвигателя; горизонтальном — перпендикулярно оси вала электродвигателя в горизонтальной плоскости; вертикальном — нормально к плоскости фундаментной плиты.

Импульсную нагрузку осуществляли в двух направлениях в каждой точке измерения: осевом и горизонтальном.

Спектральные характеристики были проанализированы для несущих конструкций стенда — рамы, стоек и валов. Использовались одномоментно 6 датчиков, установленных соответственно в трех плоскостях: вертикальной, горизонтальной, осевой плоскости конструкции стенда. Сопоставляли результаты по паре датчиков, установленных в одноименных плоскостях.

Ve0517.fm Page 23 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

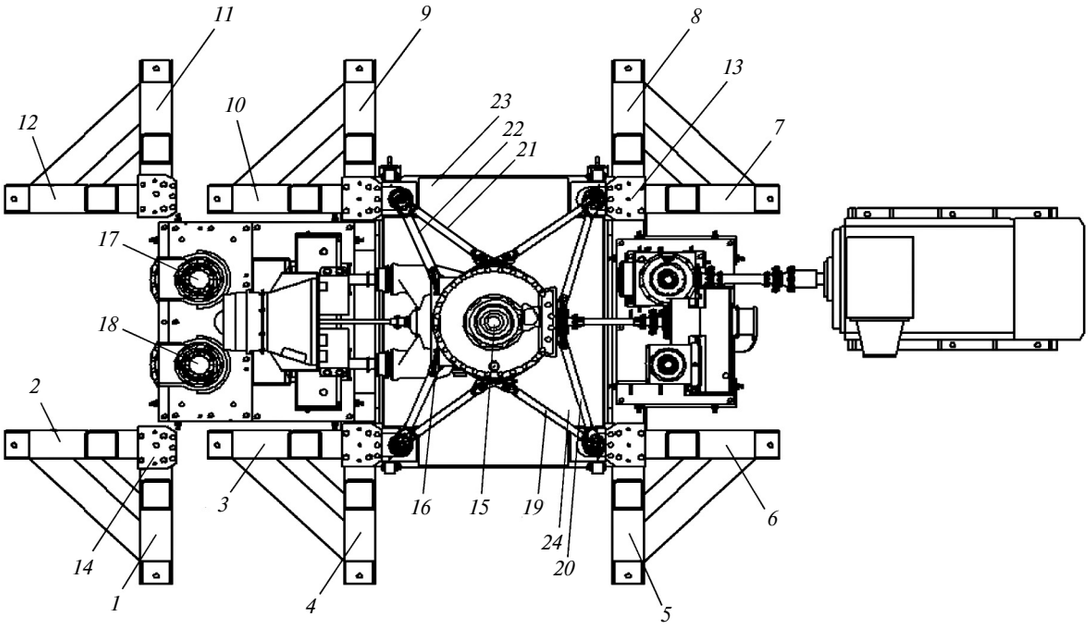


Рис. 3. Схема точек измерения на стенде для испытаний главного редуктора вертолета:
1—12 — точки на стойках рамы стенда; *13*, *14* — на верхней платформе стенда; *15* и *16* — на валу и на корпусе испытуемого редуктора; *17*, *18* — на вертикальных соединительных валах; *19—22* — на редукторной вертолетной раме; *23*, *24* — на редукторной платформе

Частотные характеристики всех стоек стенда достаточно похожи, кроме угловой стойки, расположенной рядом с нижним редуктором электропривода. Частота ее собственных колебаний снизилась с 842 до 756 Гц. Это указывает на наличие неоднородности в металле или трещины в сварном шве стойки. Собственные частоты колебаний рамы находятся в диапазоне 134÷239 Гц. Собственная частота колебаний 134,28 Гц конструкции рамы близка к третьей моде оборотных частот — 135 Гц, т. е. рама имеет высокий коэффициент динамичности.

Кроме того, анализ собственных частот центрального вала с присоединенной упругой муфтой показал, что его собственные частоты (48,83 Гц) близки к оборотным частотам (45 Гц), т. е. и данный элемент имеет высокий коэффициент динамичности.

Следовательно, при определенных условиях возможны перестройка частотных характеристик и взаимодействие элементов стенда для испытаний главного редуктора вертолета в сторону увеличения амплитуды колебаний всех элементов и конструкции стенда в целом.

Для снижения условий резонансного взаимодействия рамы со стойками стенда необходимо увеличить ее массу и жесткость стоек рамы. Согласно общим требованиям, предъявляемым к энергетическим установкам, масса несущей конструкции, на которую устанавливают динамические агрегаты, должна быть в 3,5—5 раз больше их массы. В случае невозможности выполнения этого требования динамические агрегаты должны быть установлены на амортизаторы, которые гасят их колебания.

Получены следующие диапазоны собственных частот колебаний основных элементов стенда, Гц:

стоек — 830÷878,91;

верхней платформы — 73,24÷244,14;

вертикальных соединительных валов — 402,83÷408,94;

платформы испытуемого редуктора — 195,31÷292,97;

вертолетной рамы — 170,9÷292,97;

вала испытуемого редуктора — 48,83.

Таким образом, конструкция стенда имеет как минимум два элемента с очень высоким коэффициентом динамичности. Наиболее существенно усиливает колебания элементов конструкции стенда дисбаланс роторов. Однотипность применения в конструкции стенда несущих элементов — стоек рамы — обусловливает их схожие модальные характеристики. Это способствует усилению их колебаний, что в конечном итоге приводит к формированию большой амплитуды вынуждающих сил от дисбаланса. В качестве рекомендации можно предложить установить верхнюю раму стенда на стойки через демпфирующие амортизаторы и таким образом уменьшить влияние наведенных колебаний.

Ve0517.fm Page 24 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

УДК 62-233.3/.9

А. Г. ПОПОВИЧ, канд. техн. наук (Запорожский национальный технический университет, Украина, г. Запорожье), e-mail: a_lex_a@zntu.edu.ua

Определение геометрических параметров прямозубой передачи для повышения ее долговечности по критерию износа поверхностного слоя зубьев

Выведены формулы, определяющие толщину изношенного слоя на поверхности зубьев шестерни и колеса прямозубой передачи в нижней и верхней активных точках их эвольвентных профилей и в нижней и верхней точках однопарного зацепления. Получена безразмерная функция от коэффициентов смещения производящего контура шестерни и колеса, значения которой пропорциональны толщине изношенного слоя на наиболее изнашиваемых участках эвольвентных поверхностей зубьев. Минимизация функции позволяет определить коэффициенты смещения, обеспечивающие наибольшую долговечность зубчатой передачи по толщине изношенного слоя на поверхностях зубьев.

Ключевые слова: эвольвентная прямозубая передача, коэффициент смещения производящего контура, удельное скольжение, интенсивность нормальных усилий, толщина изношенного слоя.

The formulas, determining thickness of worn-out layer on teeth surface of a pinion and a wheel of spur gear in lower and upper active points of their involute profiles and in lower and upper points of one-pair contact, are obtained. The dimensionless function from offset coefficient of generating profile of a pinion and a wheel, values of which are proportional to the thickness of worn-out layer at the most worn-out areas of involute teeth surfaces, is obtained. The function minimization allows to determine offset coefficients, assuring the maximum durability of tooth gear on thickness of worn-out layer on teeth surfaces.

Keywords: involute spur gear, offset coefficient of generating profile, specific sliding, intensity of normal forces, thickness of worn-out layer.

Постановка проблемы и анализ публикаций

Зубчатые передачи применяются в разных областях техники, в широком диапазоне передаточных чисел, окружных скоростей, вращающих моментов и условий работы. При проектировании зубчатой передачи необходимо добиться, чтобы она соответствовала критериям сопротивления усталостным контактным разрушениям и сопротивления изгибным поломкам зубьев колес, а также стойкости зубьев к изнашиванию. В зависимости от условий работы зубчатой передачи, а также от материала зубчатых колес и метода его термической обработки один из критериев работоспособности является более значимым.

Для закрытых тихоходных зубчатых передач машин, работающих в среде, содержащей абразивные частицы, характерными основными причинами потери работоспособности являются контактное усталостное выкрашивание поверхностных слоев материала зубьев и их износ.

Процессы накопления усталостных повреждений от действия переменных контактных напряжений и от напряжений изгиба протекают одновременно и во взаимодействии с изнашиванием поверхностных слоев зубьев. Когда толщина изношенного слоя на активных поверхностях зубьев колес, подвергнутых термической или химико-термической обработке, приблизится к толщине упрочненного слоя, нарушится условие контактной прочности зубьев.

Стандартная методика расчета зубчатых передач на прочность [1] требует, чтобы выполнялось условие контактной выносливости зубьев при их контактировании в полюсе зацепления. Из этого условия выводят формулу для проектировочного расчета межосевого расстояния цилиндрической прямозубой передачи, которая в стандартной методике [1] представлена в виде:

$$a_w^{calc} = 495(u+1)\sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 \sigma_{HP}^2}}. \qquad (1)$$

В формуле (1) обозначены:

a_w^{calc} — расчетное межосевое расстояние, мм;

T_2 — длительно действующий постоянный или эквивалентный крутящий момент на валу ведомого зубчатого колеса, Н · м;

$K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца;

ψ_{ba} — коэффициент ширины зубчатых венцов колес относительно межосевого расстояния;

σ_{HP} — допускаемое контактное напряжение при расчете на контактную выносливость, МПа;

$u = z_2/z_1$ — передаточное число, где z_1, z_2 — числа зубьев ведущего и ведомого зубчатых колес.

В стандартной методике [1] не приведены формулы для расчета зубчатых передач на износ. В работе [2] формула для расчета толщины h изношен-

ного слоя в произвольной точке активного профиля зуба представлена в виде:

$$h = 2k_{eng}Is\theta\nu t, \quad (2)$$

где k_{eng} — число одинаковых зубчатых колес, находящихся в зацеплении с данным зубчатым колесом; $I = \Delta h/\Delta l_{fr}$ — интенсивность линейного изнашивания (Δh — приращение толщины изношенного слоя, соответствующее приращению Δl_{fr} пути трения); s — полуширина полоски контакта зубьев; θ — удельное скольжение в рассматриваемой точке эвольвентного профиля зуба; ν — частота вращения зубчатого колеса, $с^{-1}$; t — время работы передачи, с.

Для любого из колес ступенчатого однопоточного зубчатого редуктора $k_{eng} = 1$. Поскольку $\nu = \frac{\omega}{2\pi}$, где ω — угловая скорость зубчатого колеса, рад/с, то формула (2) примет вид:

$$h = \frac{1}{\pi} Is\theta\omega t. \quad (3)$$

Интенсивность I изнашивания зубьев колес в общем случае можно представить [3] в виде произведения нескольких безразмерных комплексов с соответствующими показателями степеней и коэффициента пропорциональности. Безразмерный комплекс, учитывающий напряженное состояние в области контакта зацепляющихся зубьев и механические свойства их материала, имеет вид σ_H/HB, где σ_H — наибольшее нормальное напряжение, которое имеет место на средней линии полоски контакта зубьев, HB — твердость поверхностного слоя материала, выраженная в тех же единицах, что и напряжение σ_H.

Согласно результатам исследований, приведенных в работе [3], показатель степени при комплексе σ_H/HB, как правило, имеет значение, близкое к единице. Тогда интенсивность изнашивания зубьев колес можно выразить как

$$I = k_{int}\sigma_H/HB. \quad (4)$$

Здесь k_{int} — экспериментально определяемый коэффициент, учитывающий шероховатость поверхностей зубьев, адсорбционные свойства смазочного материала и его вязкость (k_{int} не зависит от значения σ_H).

Значения коэффициента k_{int} могут существенно различаться у разных зубчатых передач. В связи с этим при проектировании зубчатых передач, как правило, не рассчитывают толщину h изнашиваемого слоя, а определяют коэффициенты смещения производящего контура для шестерни (x_1) и колеса (x_2) так, чтобы приблизить друг к другу значения износа в нижних активных точках эвольвентных профилей зубьев.

Из формулы (3) видно, что толщина h изношенного слоя увеличивается с течением времени t тем быстрее, чем больше произведение $\theta \cdot \omega$. Удельные скольжения θ_1 и θ_2 для шестерни и колеса определяют [4] по формулам:

$$\theta_1 = V^{sl}/V_1^{pr}; \quad \theta_2 = V^{sl}/V_2^{pr}, \quad (5)$$

где V^{sl} — скорость скольжения зубьев в рассматриваемый момент зацепления; V_1^{pr} и V_2^{pr} — скорости, с которыми точка контакта зубьев перемещается вдоль эвольвентных профилей зубьев шестерни и колеса соответственно.

Величины θ_1 и θ_2 монотонно возрастают от нуля в полюсе зацепления до значений θ_{ded1} и θ_{add1}, θ_{ded2} и θ_{add2} в нижних активных точках и в точках на окружностях вершин шестерни и колеса соответственно. Для сопоставления износостойкости шестерни и колеса зубчатой передачи (если твердости активных поверхностей зубьев обоих колес примерно одинаковы) принято использовать [4] величины θ_{ded1} и θ_{ded2}/u.

Но если рассматриваемая пара эвольвентных профилей зубьев шестерни и колеса контактирует нижней и верхней активными точками, то при этом в контакте находится и соседняя пара зубьев. Значит, во время двухпарного зацепления усилие, передаваемое рассматриваемой парой зубьев, а следовательно, и произведение Is, будут меньше соответствующих величин во время однопарного зацепления. В нижней и верхней точках участка однопарного зацепления удельные скольжения для шестерни и колеса достигают наибольших значений на этом участке, которые обозначим соответственно θ_{low1}, θ_{high1} и θ_{low2}, θ_{high2}.

В научно-технической литературе по проектированию зубчатых передач нет методики назначения коэффициентов смещения, в которой одновременно были бы учтены и влияние удельных скольжений, и влияние усилия, передаваемого рассматриваемой парой зубьев, на их износ.

Итак, изношенный слой на активных поверхностях зубьев шестерни и колеса может иметь наибольшую толщину или на участках эвольвентного профиля, прилегающих к нижней активной точке или к точке на окружности вершин (из-за больших значений θ в этих точках), или же в нижней или верхней точках однопарного зацепления (из-за больших значений произведения $I \cdot s$).

Цель данной работы — создать методику расчета коэффициентов x_1 и x_2 смещения производящего контура, при которых наибольшая из восьми величин толщины изношенного слоя (h_{ded1}, h_{low1}, h_{high1}, h_{add1}, h_{ded2}, h_{low2}, h_{high2}, h_{add2}) у прямозубой передачи, претерпевшей износ, будет иметь наименьшее значение.

Ve0517.fm Page 26 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

Основное содержание исследования

Из результатов решения контактной задачи о сжатии двух упругих тел, когда площадка соприкасания представляет собой прямоугольную полоску шириной $2s$, известно, что наибольшее нормальное напряжение можно представить [5] формулой

$$\sigma_H = \frac{2q}{\pi s}, \tag{6}$$

где q — нормальное к эвольвентной поверхности зуба усилие, приходящееся на единицу ширины зубчатого венца.

Подставив в правую часть формулы (4) выражение для σ_H согласно формуле (6), а затем подставив выражение, полученное для I, в формулу (3), имеем:

$$h = \frac{2k_{int}q\theta\omega t}{\pi^2 \cdot HB}. \tag{7}$$

Из геометрической и кинематической теории цилиндрических эвольвентных зубчатых передач [6] известны формулы для определения скоростей V_{g1}^{pr}, V_{g2}^{pr} и V_g^{sl}, когда точка G контакта профилей зубьев занимает произвольное положение на линии зацепления; для передачи с внешним зацеплением эти формулы имеют вид:

$$V_{g1}^{pr} = \omega_1 r_{b1}\mathrm{tg}\alpha_{g1}; \tag{8}$$

$$V_{g2}^{pr} = \omega_2 r_{b2}\mathrm{tg}\alpha_{g2}; \tag{9}$$

$$V_g^{sl} = (\omega_1 + \omega_2)r_{b1}|\mathrm{tg}\alpha_{g1} - \mathrm{tg}\alpha_w| \tag{10}$$

$$\text{или } V_g^{sl} = (\omega_1 + \omega_2)r_{b2}|\mathrm{tg}\alpha_{g2} - \mathrm{tg}\alpha_w|, \tag{11}$$

где r_{b1} и r_{b2} — радиусы основных окружностей колес зубчатой передачи; ω_1 и ω_2 — угловые скорости ведущего и ведомого зубчатых колес; α_{g1} и α_{g2} — углы профиля в произвольной точке G контакта для эвольвентных профилей шестерни и колеса соответственно; α_w — угол зацепления.

Подставив в формулы (5) выражения для скоростей из формул (8)—(11), получаем формулы, которые определяют удельные скольжения для шестерни и колеса при контакте их эвольвентных профилей в произвольной точке G:

$$\theta_{g1} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{\omega_1}\left|\frac{\mathrm{tg}\alpha_w}{\mathrm{tg}\alpha_{g1}} - 1\right|; \tag{12}$$

$$\theta_{g2} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{\omega_2}\left|\frac{\mathrm{tg}\alpha_w}{\mathrm{tg}\alpha_{g2}} - 1\right|. \tag{13}$$

Плечо распределенных усилий q, нормальных к эвольвентной боковой поверхности зуба, равно радиусу r_b основной окружности зубчатого колеса [6]. Тогда эти усилия q_{one} во время однопарного зацепления можно выразить как

$$q_{one} = q_\Sigma = \frac{T_2}{r_{b2}b_w}, \tag{14}$$

где b_w — ширина зубчатого венца.

При выводе формулы (14) пренебрегают вращающим моментом от сил трения, касательных к эвольвентной поверхности зуба, который значительно меньше вращающего момента от нормальных сил.

Распределение величины q_Σ между двумя парами зубьев во время двухпарного зацепления зависит от чисел зубьев колес прямозубой передачи и коэффициентов смещения производящего контура этих колес. Для особо точных зубчатых передач решить эту задачу можно методами теории упругости.

В статье [7] экспериментально показано, что в прямозубой передаче, у которой оба колеса имеют по восемнадцать зубьев, при контакте эвольвентных профилей зубьев колес около крайних точек активной линии зацепления эта пара зубьев передает распределенную нагрузку $q_\Sigma/3$, а соседняя с ней пара зубьев — нагрузку $2q_\Sigma/3$. С учетом того, что из-за погрешностей изготовления зубчатой передачи усилие, передаваемое парой зубьев, контактирующих у края активного участка линии зацепления, может быть больше, чем по данным статьи [9], в нашей работе было принято, что во время двухпарного зацепления передаваемое усилие поровну распределено между двумя парами зубьев. Тогда распределенные нормальные усилия q_{two}, передаваемые одной парой зубьев (шестерни и колеса) во время двухпарного зацепления, можно выразить как

$$q_{two} = \frac{1}{2}q_\Sigma = \frac{T_2}{2r_{b2}b_w}. \tag{15}$$

Подставим вместо α_{g1} и α_{g2} в формулы (12) и (13) углы профиля для шестерни и колеса зубчатой передачи: сначала — в нижней активной точке эвольвентного профиля (α_{ded1} и α_{ded2}), затем — в точке на окружности вершин (α_{a1} и α_{a2}) и, наконец, в нижней (α_{low1} и α_{low2}) и верхней (α_{high1} и α_{high2}) точках однопарного зацепления. После этого подставим полученные формулы для удельных скольжений (θ_{ded1} и θ_{ded2}, θ_{low1} и θ_{low2}, θ_{high1} и θ_{high2}, θ_{add1} и θ_{add2}) в четырех характерных точках шестерни и колеса в формулу (7). Кроме того,

подставим в формулу (7) вместо распределенных нормальных усилий q величину q_Σ для нижней и верхней точек однопарного зацепления согласно формуле (14) или величину $\frac{1}{2}q_\Sigma$ для нижней активной точки профиля зуба и точки на его окружности вершин согласно формуле (15). Наконец, введя вспомогательные безразмерные величины ψ_{ded1}, ψ_{low1}, ψ_{high1}, ψ_{add1}, ψ_{ded2}, ψ_{low2}, ψ_{high2}, ψ_{add2} и величину $f = \dfrac{k_{int}q_\Sigma(\omega_1+\omega_2)t}{\pi^2 \cdot HB_2}$, имеющую размерность длины, получим формулы, определяющие толщину изношенного слоя в четырех характерных точках эвольвентных профилей шестерни (индекс $n = 1$) и колеса (индекс $n = 2$):

$$h_{ded[n]} = \psi_{ded[n]}f; \tag{16}$$

$$h_{low[n]} = \psi_{low[n]}f; \tag{17}$$

$$h_{high[n]} = \psi_{high[n]}f; \tag{18}$$

$$h_{add[n]} = \psi_{add[n]}f. \tag{19}$$

В данном случае в результате вышеуказанных математических операций были получены формулы для безразмерных величин, входящих в формулы (16)—(19):

$$\psi_{ded[n]} = \frac{HB_2}{HB_n}\left|\frac{\mathrm{tg}\alpha_w}{\mathrm{tg}\alpha_{ded[n]}} - 1\right|; \tag{20}$$

$$\psi_{low[n]} = \frac{2HB_2}{HB_n}\left|\frac{\mathrm{tg}\alpha_w}{\mathrm{tg}\alpha_{low[n]}} - 1\right|; \tag{21}$$

$$\psi_{high[n]} = \frac{2HB_2}{HB_n}\left|1 - \frac{\mathrm{tg}\alpha_w}{\mathrm{tg}\alpha_{high[n]}}\right|; \tag{22}$$

$$\psi_{add[n]} = \frac{HB_2}{HB_n}\left|1 - \frac{\mathrm{tg}\alpha_w}{\mathrm{tg}\alpha_{a[n]}}\right|. \tag{23}$$

Обозначим наибольшую из величин, определяемых формулами (20)—(23), через ψ_{big}:

$$\psi_{big} = \max(\psi_{ded1}, \psi_{low1}, \psi_{high1}, \psi_{add1}, \psi_{ded2}, \psi_{low2}, \psi_{high2}, \psi_{add2}). \tag{24}$$

У зубчатой передачи с определенными числами z_1 и z_2 зубьев колес, модулем зацепления m и шириной зубчатых венцов b_w величина f не зависит от коэффициентов x_1 и x_2 смещения производящего контура. Из геометрической теории эвольвентных прямозубых передач известно, что углы α_w, α_{ded1}, α_{ded2}, α_{low1}, α_{low2}, α_{high1}, α_{high2}, α_{a1}, α_{a2} зависят от чисел z_1 и z_2 зубьев колес и от коэффициентов x_1 и x_2. Тогда при определенных числах зубьев и заданных твердостях активных поверхностей зубьев шестерни и колеса безразмерные величины ψ_{ded1}, ψ_{low1}, ψ_{high1}, ψ_{add1}, ψ_{ded2}, ψ_{low2}, ψ_{high2}, ψ_{add2}, определяемые формулами (20)—(23), являются функциями аргументов x_1 и x_2.

В этом случае из формул (16)—(19) и (24) следует, что наибольшая величина износа из восьми величин (h_{ded1}, h_{low1}, h_{high1}, h_{add1}, h_{ded2}, h_{low2}, h_{high2}, h_{add2}) имеет минимум при таких значениях $x_{1\min}$ и $x_{2\min}$, при которых имеет минимум величина ψ_{big}, являющаяся безразмерной функцией от коэффициентов x_1 и x_2 смещения производящего контура шестерни и колеса.

Схема зубчатого зацепления с указанными углами профиля в характерных точках приведена на рис. 1. Значение угла α_w зацепления определяется [6] из трансцендентного уравнения:

$$\mathrm{tg}\alpha_w - \alpha_w = \mathrm{tg}\alpha - \alpha + \frac{2(x_1+x_2)}{z_1+z_2}\mathrm{tg}\alpha, \tag{25}$$

где α — угол профиля исходного производящего контура (здесь значения углов необходимо подставлять в радианах).

Углы профиля прямозубых шестерни и колеса в точках на их окружностях вершин можно представить формулами [8]:

$$\alpha_{a1} = \arccos[z_1\cos\alpha/(z_1 + 2(h_a^* - x_2) - (z_1 + z_2)(\cos\alpha_w - \cos\alpha)/\cos\alpha_w)]; \tag{26}$$

$$\alpha_{a2} = \arccos[z_2\cos\alpha/(z_2 + 2(h_a^* - x_1) - (z_1 + z_2)(\cos\alpha_w - \cos\alpha)/\cos\alpha_w)], \tag{27}$$

где h_a^* — коэффициент высоты головки зуба.

Стандартные значения параметров [1]: $\alpha = 20° = (\pi/9)$ рад, $h_a^* = 1$.

Углы профиля в нижних активных точках эвольвентных профилей шестерни и колеса прямозубой передачи с внешним зацеплением определяются [6] с помощью формул:

$$\mathrm{tg}\alpha_{ded1} = \frac{z_1+z_2}{z_1}\mathrm{tg}\alpha_w - \frac{z_2}{z_1}\mathrm{tg}\alpha_{a2}; \tag{28}$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{ded2} = \frac{z_1+z_2}{z_2}\mathrm{tg}\alpha_w - \frac{z_1}{z_2}\mathrm{tg}\alpha_{a1}. \tag{29}$$

Углы профиля соответственно в нижних и верхних точках однопарного зацепления для эвольвентных профилей шестерни (индекс $n = 1$) и колеса

Ve0517.fm Page 28 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

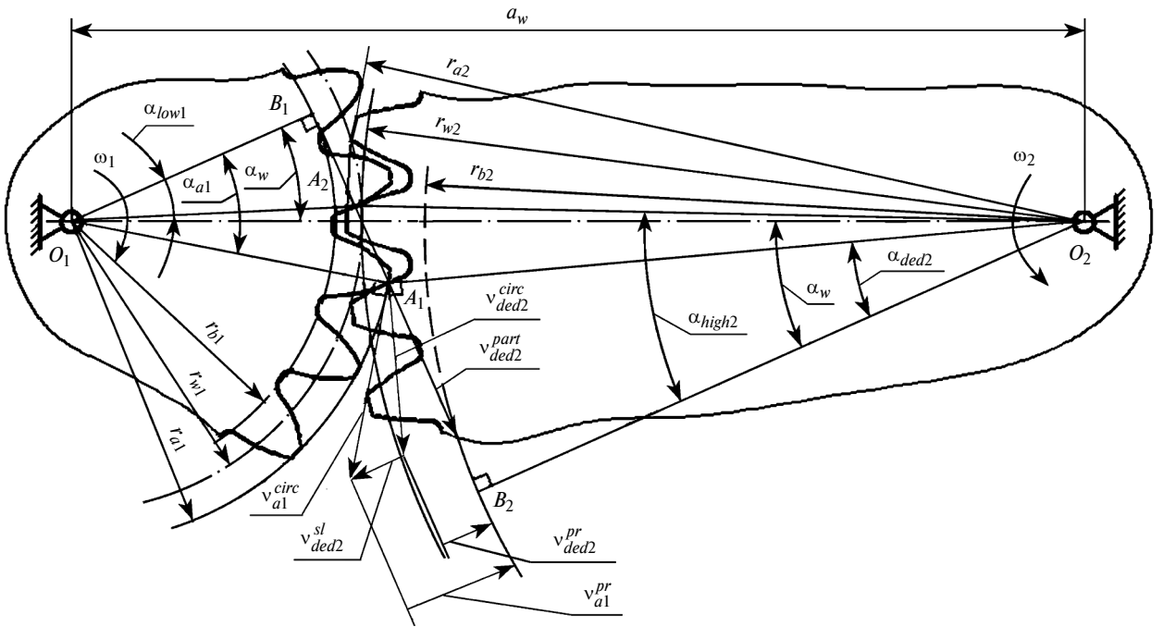


Рис. 1. Схема зубчатого зацепления

(индекс $n = 2$) прямозубой передачи с внешним зацеплением определяются [6] с помощью формул:

$$\mathrm{tg}\alpha_{low[n]} = \mathrm{tg}\alpha_{a[n]} - \frac{2\pi}{z_n}; \qquad (30)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{high[n]} = \mathrm{tg}\alpha_{ded[n]} + \frac{2\pi}{z_n}. \qquad (31)$$

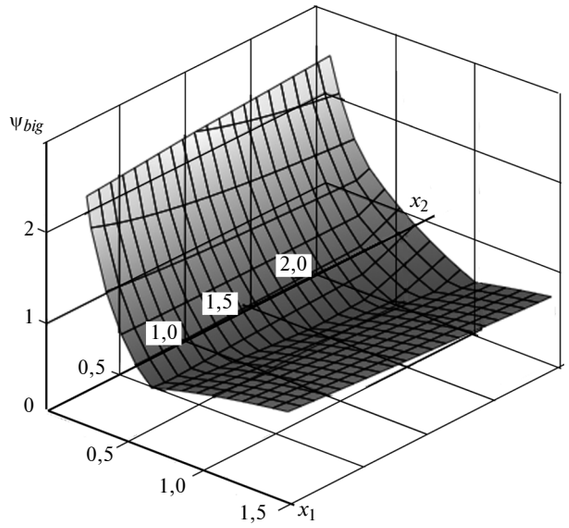


Рис. 2. Графическое представление зависимости безразмерной функции Ψ_{big} от коэффициентов x_1 и x_2 смещения производящего контура колес зубчатой передачи с $u = 4$, $z_1 = 18$ и $HB_2 = HB_1$

Областью определения аргументов x_1 и x_2 является область в пределах блокирующего контура, причем коэффициент торцевого перекрытия у прямозубой передачи должен быть $\varepsilon_\alpha \geq 1{,}2$. Значение ε_α определяется [4] по формуле:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1}{2\pi}(\mathrm{tg}\alpha_{a1} - \mathrm{tg}\alpha_w) + \frac{z_2}{2\pi}(\mathrm{tg}\alpha_{a2} - \mathrm{tg}\alpha_w).$$

Выполненные в данной работе расчеты безразмерных величин $\psi_{ded1}(x_1, x_2)$, $\psi_{low1}(x_1, x_2)$, $\psi_{high1}(x_1, x_2)$, $\psi_{add1}(x_1, x_2)$, $\psi_{ded2}(x_1, x_2)$, $\psi_{low2}(x_1, x_2)$, $\psi_{high2}(x_1, x_2)$, $\psi_{add2}(x_1, x_2)$ по формулам (20) — (23) с применением соотношений (25)—(31) показали, что при разных значениях x_1 и x_2 та или иная из восьми безразмерных величин является среди них наибольшей.

Графически безразмерная функция двух аргументов $\psi_{big}(x_1, x_2)$ представляет собой кусочно-гладкую поверхность. На рис. 2 представлена функция $\psi_{big}(x_1, x_2)$ при $z_1 = 18$, $z_2 = 72$ и одинаковых твердостях поверхностного слоя зубьев шестерни и колеса ($HB_2 = HB_1$). Минимум функции $\psi_{big}(x_1, x_2)$ достигается при $x_{1\min} = 0{,}7405$ и $x_{2\min} = 1{,}4423$ и составляет $\psi_{big\min} = 0{,}544$.

При проектировании зубчатых передач, как правило, требуется округлить расчетное межосевое расстояние до ближайшего большего значения a_w из стандартного ряда межосевых расстояний редукторов или из ряда нормальных линейных размеров. Чтобы выполнить это требование для прямозубой передачи с числами z_1 и z_2 зубьев колес и

Ve0517.fm Page 29 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

модулем m зацепления, нужно [6] сначала рассчитать угол зацепления по формуле

$$\alpha_w = \arccos\left(\frac{m(z_1 + z_2)}{2a_w}\cos\alpha\right), \qquad (32)$$

а затем определить необходимое значение коэффициента x_Σ суммы смещений производящего контура зубчатых колес по формуле

$$x_\Sigma = \frac{(\mathrm{tg}\alpha_w - \alpha_w - \mathrm{tg}\alpha + \alpha)(z_1 + z_2)}{2\mathrm{tg}\alpha}. \qquad (33)$$

При стандартном межосевом расстоянии прямозубой передачи коэффициенты смещений производящего контура ее колес связаны условием $x_2 = x_\Sigma - x_1$. В таком случае для повышения ресурса зубчатой передачи по критерию износа поверхностного слоя зубьев колес необходимо определить значение x_1^{sm}, при котором имеет минимум функция от одного аргумента $\psi_{one}(x_1)$, где $\psi_{one}(x_1) = \psi_{big}(x_1, x_\Sigma - x_1)$.

Пределами изменения величины x_1 при этом являются абсциссы точек, в которых прямая $x_2 = x_\Sigma - x_1$ пересекает границы блокирующего контура.

Покажем на примере, как используется предложенная методика в проектировочном расчете зубчатой передачи. Вал исполнительного механизма, вращающийся с частотой 243 мин$^{-1}$, приводится в движение от электродвигателя, асинхронная частота вращения вала которого 970 мин$^{-1}$, через одноступенчатый зубчатый редуктор с передаточным числом $u = 4$ (схема этого привода приведена на рис. 3). Крутящий момент на ведомом валу редуктора постоянный и должен составлять $T_2 = 470$ Н·м.

Коэффициент ширины зубчатых венцов $\psi_{ba} = 0{,}315$. Шестерня и колесо зубчатой передачи изготовлены из стали 35ХМ; термическая обработка обоих колес — улучшение и закалка с нагревом ТВЧ. Твердость зубьев шестерни и колеса на поверхности 48HRC, что соответствует 460HB ($HB_2 = HB_1$); допускаемое контактное напряжение $\sigma_{HP} = 762$ МПа.

Требуется определить межосевое расстояние a_w зубчатой передачи и ширину b_w зубчатых венцов, модуль m зацепления, числа z_1 и z_2 зубьев колес, коэффициенты смещения производящего контура шестерни x_1^{sm} и колеса x_2^{sm}.

По формуле (1) рассчитываем $a_w^{calc} = 138$ мм; принимаем значение межосевого расстояния по стандартному ряду $a_w = 140$ мм. Тогда расчетная ширина зубчатых венцов $b_w^{calc} = \psi_{ba}a_w = 44{,}1$ мм;

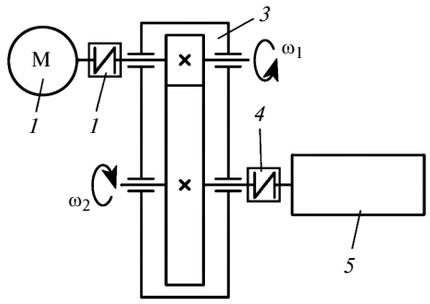


Рис. 3. Схема привода исполнительного механизма от электродвигателя через одноступенчатый зубчатый редуктор:
1 — электродвигатель; *2*, *4* — муфты; *3* — редуктор; *5* — исполнительный механизм

принимаем значение ширины из ряда нормальных линейных размеров $b_w = 45$ мм.

Для определения модуля зацепления в проектировочном расчете воспользуемся рекомендациями из работы [9], согласно которым для обычных зубчатых передач в отдельном корпусе с твердостью рабочих поверхностей зубьев более 350 единиц по Бринеллю рационально принимать $b_w/m = 15 \div 20$. Значит, в рассматриваемом нами примере модуль зацепления следует выбрать из диапазона 2,25÷3,0 мм; принимаем $m = 3{,}0$ мм из ряда стандартных значений модулей. Можно показать, что при $m = 3{,}0$ мм условие изгибной выносливости [1] зубьев колес соблюдается.

Рассчитываем число зубьев шестерни: $z_1^{calc} = \dfrac{2a_w}{(u+1)m} = 18{,}7$; назначаем $z_1 = 18$, тогда $z_2 = z_1 u = 72$. По формулам (32) и (33) определяем $\alpha_w = 0{,}43675$ рад, $x_\Sigma = 1{,}8745$. При $z_1 = 18$, $z_2 = 72$, $HB_2 = HB_1$ и $x_\Sigma = 1{,}8745$, применив метод золотого сечения [10], находим, что минимум кусочно-гладкой функции $\psi_{one\min} = 0{,}56$ достигается при $x_1^{sm} = 0{,}7122$; тогда $x_2^{sm} = 1{,}1623$. При этих значениях коэффициентов смещения из восьми безразмерных величин наибольшими являются ψ_{ded1} и ψ_{high1}, т. е.

$$\psi_{big}(x_1^{sm}, x_2^{sm}) = \psi_{ded1}(x_1^{sm}, x_2^{sm}) = \psi_{high1}(x_1^{sm}, x_2^{sm}) = 0{,}56.$$

При $x_1 = x_1^{sm}$ и $x_2 = x_2^{sm}$ будет максимальной долговечность этой зубчатой передачи до наступления предельного состояния, когда толщина изношенного слоя на соответствующих участках эвольвентных поверхностей зубьев достигнет допустимого значения $[h]$.

Ve0517.fm Page 30 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

Таким образом, разработанная методика позволяет определять такие значения коэффициентов x_1 и x_2 смещения производящего контура для колес прямозубой передачи, при которых с течением времени ее работы увеличение толщины изношенного слоя на наиболее изнашиваемых участках активных поверхностей зубьев будет минимальным. В этой методике одновременно учтено влияние на износ и удельных скольжений, и интенсивности усилий, передаваемых одной парой зубьев при контакте их эвольвентных профилей нижней и верхней активными точками или нижней и верхней точками однопарного зацепления. Вместе с известной формулой для определения межосевого расстояния и рекомендациями по выбору модуля зацепления предложенная методика дает возможность рационально проектировать зубчатые передачи, надежность и долговечность которых определяются контактной выносливостью и стойкостью к износу поверхностных слоев зубьев колес.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 2. 9-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2006. 960 с.

2. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.

3. **Когаев В. П., Дроздов Ю. Н.** Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 319 с.

4. **Теория** механизмов и механика машин / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др. Под. ред. К. В. Фролова. 4-е изд., испр. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2002. 664 с.

5. **Кац А. М.** Теория упругости. 2-е изд. СПб.: Лань, 2002. 208 с.

6. **Курлов Б. А.** Цилиндрические зубчатые передачи. Вопросы анализа и синтеза геометрии, кинематики, статики, динамики, точности и прочности. М.: Спутник плюс, 2009. 543 с.

7. **Experimental** investigation of load sharing in multiple gear tooth contact using the stress-optical method of caustics / V. Spitas, G. A. Papadopoulos, C. Spitas, T. Costopoulos // Strain. 2011. V. 47. P. 227—233.

8. **Попович А. Г., Шевченко В. Г.** Методика расчета коэффициентов смещения для колес реверсивной эвольвентной зубчатой передачи // Вестник двигателестроения. 2015. № 1. С. 8—14.

9. **Иванов М. Н., Финогенов В. А.** Детали машин. 12-е изд., испр. М.: Высшая школа, 2008. 408 с.

10. **Амосов А. А., Дубинский Ю. А., Копченова Н. В.** Вычислительные методы. 4-е изд. СПб.: Лань, 2014. 672 с.

УДК 629.5:62.2

В. Н. КУЗНЕЦОВА, д-р техн. наук (Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, г. Омск),
В. В. САВИНКИН, д-р техн. наук (Северо-Казахстанский ГУ им. М. Козыбаева, Казахстан, г. Петропавловск),
e-mail: dissovetsibadi@bk.ru

Эффективность динамического процесса поворота платформы экскаватора при концентрации напряжений в ее парах зацепления

Исследованиями установлено, что наиболее энергозатратный период поворота платформы экскаватора приходится на ее разгон и торможение. Подтверждена гипотеза, что снижения энергоемкости поворота платформы можно достичь путем равномерного перераспределения нагрузки по всей контактной поверхности при выравнивании времени действия нагрузки.

Ключевые слова: инерционная нагрузка, напряжения, угол поворота, энергоемкость.

It is determined by research, that the most energy consuming period of excavator platform rotation is at its acceleration and braking. The hypothesis, that decrease of energy capacity of platform rotation can be achieved by uniform redistribution of load along the whole contact surface at compensation of load action time, is confirmed.

Keywords: inertia load, stresses, rotation angle, energy capacity.

При эксплуатации поворотная платформа экскаватора испытывает большие знакопеременные нагрузки, от которых зависят долговечность передаточных механизмов и эффективность работы привода в целом [1, 2]. Диапазон изменения циклической нагрузки определяется режимами работы экскаватора и суммой сил и моментов, возникающих в разные периоды такта поворота платформы [3, 4]. Понимание структуры и принципов влияния множества технических, технологических и эксплуатационных факторов на энергоемкость процесса экскавации грунта позволит расширить возможности моделирования многих конструктивно-технологических систем, обеспечивающих эффективную эксплуатацию строительно-дорожной техники. Несмотря на множество работ с адекватными результатами, до сих пор не удалось четко сфор-

Ve0517.fm Page 31 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

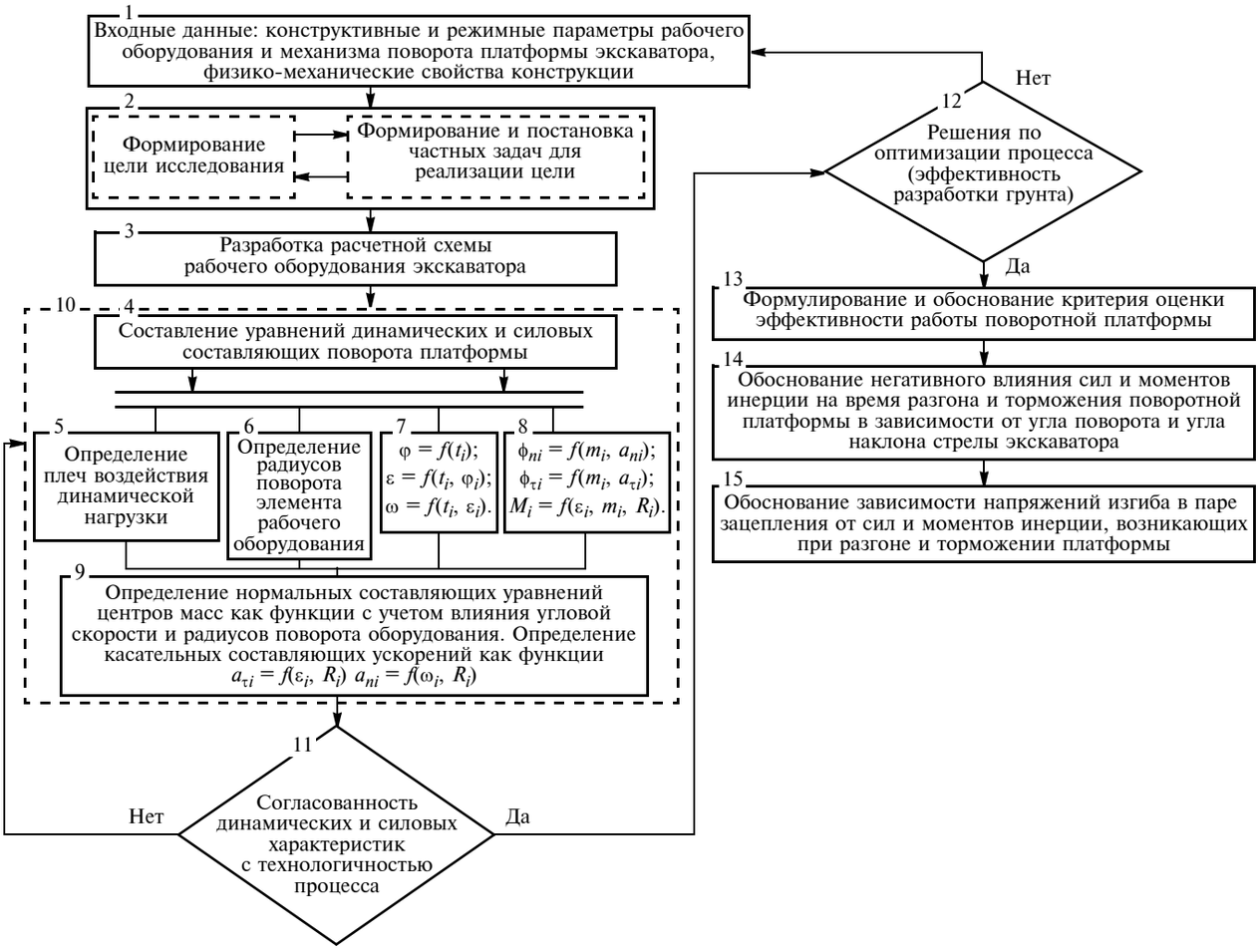


Рис. 1. Алгоритм метода расчета сил инерции поворотной платформы и рабочего оборудования одноковшового экскаватора

мулировать закон изменения нагрузки в разные периоды такта поворота платформы экскаватора, объяснить потери значительной доли энергии гидропривода платформы и механизм формирования эффективной мощности зубчатого зацепления, обеспечивающего поворот платформы.

Исследования усложняются неравномерностью скоростного режима платформы (разгон — торможение). В связи с этим в данной статье особое внимание уделено оценке силовых, динамических и энергетических характеристик процесса поворота платформы экскаватора. На рис. 1 представлен алгоритм метода расчета сил инерции поворотной платформы и рабочего оборудования экскаватора.

Время $T_п$ поворота платформы представим как сумму времен трех периодов за один такт:

$$T_п = t_1 + t_2 + t_3,$$

где t_1 — время разгона платформы; t_2 — время ее равномерного вращения при установившейся скорости; t_3 — время торможения до полной остановки поворотной платформы.

Время t_2 равномерного вращения платформы при установившейся скорости не рассматриваем, так как в этот период касательных ускорений нет [5]. Остальные динамические параметры необходимо исследовать в конце периода разгона — это экстремальная точка временного периода dt.

Момент инерции $M_и$, действующий на ведущем зубчатом колесе при угловом ускорении ε_1, имеет вид:

$$M_и = \varepsilon_1 J_s = \frac{2\varphi}{t_1^2}\frac{mr^2}{2},$$

где J_s — собственный крутящий момент опорно-поворотного круга платформы экскаватора, Н · м^2; m — масса зубчатого колеса, кг; r — радиус его делительной окружности, м; φ — угол поворота платформы.

Ve0517.fm Page 32 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

Мощность N на ведомом колесе определяли, учитывая окружную скорость v и силу F, приложенную к зубчатому колесу. Тогда крутящий момент на зубчатом колесе составит:

$$M_{\text{к}} = \frac{Fv}{2\varphi t_1/t_1^2} = \frac{N}{\omega},$$

где ω — угловая скорость платформы, рад/с.

Полученные значения сил и моментов инерции, действующих в каждый из периодов такта (t_1, t_2, t_3) поворота платформы, позволяют определить критические углы ее поворота. В результате анализа этих углов получаем закон распределения динамической нагрузки и определяем энергоемкость такта поворота в интервале dt. Критическими временными интервалами являются время t_1 разгона и время t_3 торможения. На поворот платформы экскаватора затрачивается время такта $T_{\text{п}} \approx 8{,}4$ с. Разбив такт поворота на вышеуказанные интервалы, видим, что они ничтожно малы. Более того, 2/3 времени такта составляет время, затраченное на преодоление сил сопротивления и повышение энергоемкости. Полезная работа гидромотора совершается в продолжение всего 1,8÷2 с из 8 с общего времени его работы. Все остальное время затрачивается на расход мощности гидропривода при разгоне и практически сразу же на торможение платформы. Энергонасыщение наблюдается в момент торможения платформы, когда к собственной касательной силе инерции поворотной платформы добавляется негативное влияние сил инерции и угловых скоростей рабочего оборудования и массы грунта. В итоге в течение очень короткого времени торможения силы тяжести, приведенные к центрам масс, стремятся продолжить движение при заданных скоростях по заданной траектории.

Таблица 1

Продолжительности разгона и торможения, с

Показатель	Исполнительные механизмы		
	Фрикционные муфты и тормоз	Насосы с производительностью	
		постоянной	переменной
Разгон:			
с грунтом	2,00	2,20	2,34
без грунта	1,43	1,59	1,54
Торможение:			
с грунтом	1,40	1,54	1,66
без грунта	1,00	1,11	1,06

Таблица 2

Время поворота платформы на выгрузку, с

φ°	Угол наклона стрелы	
	30°	45°
90	1,00	0,95
135	1,36	1,31
180	1,72	1,67

При угле поворота платформы $\varphi = 70 \div 180°$ механизмы обеспечивают получение оптимальных данных. При угле поворота $\varphi < 60°$ при разгоне используется лишь 0,6÷0,7 мощности, и скорость поворота при заданных параметрах не достигает максимальных значений вследствие необходимости осуществлять торможение платформы. В табл. 1 приведены продолжительности разгона и торможения, уменьшение которых с помощью конструктивных мероприятий позволит сократить время $T_{\text{п}}$ всего такта.

Сокращение времени поворота платформы на выгрузку за счет увеличения скоростей разгона и торможения можно обеспечить увеличением мощности насосно-двигательной установки [6, 7]. Сокращение времени каждого цикла работы экскаватора на 0,3÷0,5 с потребует увеличения мощности силовой установки на 25÷30 %. Для улучшения технико-экономических показателей экскаватора работу проводят при разном угле наклона стрелы. При этом вследствие изменения инерционных масс изменяется и время поворота платформы на выгрузку. Расчеты, подтвержденные практикой, показали, что увеличение угла наклона стрелы приводит к изменению продолжительности поворота на выгрузку и времени цикла (табл. 2). Изменение угла наклона стрелы экскаватора с 35 до 47° сокращает время поворота на выгрузку и время цикла соответственно на 3 и 1 %. Очевидно, что повышение эффективности процесса, сокращение времени цикла и увеличение производительности экскаватора следует осуществлять уменьшением угла поворота.

Однако при этом резко повышается энергоемкость такта и возникает необходимость в увеличении мощности силовой установки на 25÷30 %. Одновременно возрастают удельная энергоемкость такта и влияние сил сопротивления на нагруженность кинематических пар поворотного механизма. При постоянно действующих циклически изменяющихся нагрузках возрастают усталостные напряжения на контактных поверхностях зубьев зубчатых колес [8]. В результате происходит выкрашивание или облом зуба. Наличие дополнительного перемещения приводной шестерни, вызванного обломом зуба, далее будем трактовать как холостой ход, так как зацепления зубьев зубчатой пары не происходит. Холостой ход шестерни оказывает отрицательное влияние на изменения времени t_3 торможения и заданного угла φ поворота платформы.

Ve0517.fm Page 33 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

Предположим, что увеличение $\Delta\varphi$ угла поворота платформы происходит в зависимости от числа $z_п$ обломленных зубьев. Тогда:

$$\Delta\varphi = \varphi'_к - \varphi_к,$$

где $\varphi_к$ — конечный планируемый угол поворота платформы в забой; $\varphi'_к = \varphi_к + \Sigma\varphi_i(z_{пi})$ — вынужденный угол поворота платформы при обломленных зубьях; $\Sigma\varphi_i(z_{пi})$ — сумма углов поворота платформы, каждый из которых соответствует расстоянию, пройденному при каждом последующем обломленном зубе.

Расчет геометрических и динамических характеристик показал, что расстояние, пройденное платформой, равное ширине обломленного зуба, условно соответствует углу $\varphi = 4°1'$. Увеличение свободного хода приводной шестерни при действии сил инерции при торможении платформы значительно увеличивает момент инерции $M'_и$ в положении $\varphi'_к$, отрицательно влияющий на долговечность механизма и его энергоэффективность:

$$M'_и = \varepsilon_1 J_s = \frac{2\varphi + (\varphi_к + \Sigma\varphi_i(z_{пi}))}{t_1^2}\,\frac{mr^2}{2}. \qquad (1)$$

После аппроксимации значений выражения (1) момент инерции $M'_и$ в зависимости от резко изменяющихся угловых ускорений ε_1 примет вид:

$$M'_и = 136{,}8\varepsilon_1^3 - 113{,}9\varepsilon_1^2 + 43{,}1\varepsilon_1 + 4{,}2.$$

Изменение действующих сил и моментов оказывает существенное влияние на перераспределение значений напряжений $\sigma_и$ изгиба в зацеплении ведущего и ведомого зубчатых колес механизма поворота платформы в зависимости от времени $t_п$ их работы в течение такта поворота платформы на выгрузку (рис. 2).

Совершая работу в первые секунды поворота платформы с грунтом, гидромотор редуктора поворота платформы передает крутящий момент через ведущее зубчатое колесо ведомому (венец опорно-поворотного круга). В режиме разгона напряжения начинают стремительно возрастать и в конце ускорения ($t = t_1 = 2{,}3$ с) максимальные напряжения на ведущем зубчатом колесе составят $\sigma_и = 900 \div 1000$ МПа, на ведомом — $\sigma_и = 800$ МПа. Период времени $t = t_2 = 2{,}3 \div 3{,}1$ с соответствует установившемуся скоростному режиму поворота платформы. Он также непродолжителен и описывает процесс работы редуктора без нагнетания давления насосом. В этот период времени и напряжения $\sigma_и$ изгиба практически постоянны и даже незначительно снижаются до $\sigma_и = 960$ МПа. Постоянство значений $\sigma_и$ объясняется силой инерции, приобретенной при разгоне платформы. Силы давления потока рабочей жидкости от гидромотора практически не оказывают воздействия, и в зацеплениях зубьев происходит перекатывание под действием стабильно установившейся силы инерции. В конце периода торможения, происходящего в рекордно короткое время $t = t_3 = 0{,}86$ с, наблюдается резкое увеличение напряжений изгиба до $\sigma_и = 1700 \div 1800$ МПа на ограниченной зубом шестерни контактной поверхности.

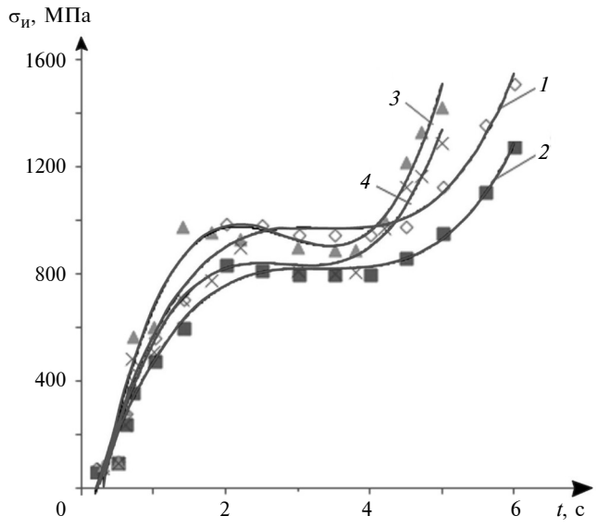


Рис. 2. Зависимости напряжений $\sigma_и$ изгиба в ведущем (◇, ▲) и ведомом (■, ×) зубчатых колесах механизма поворота платформы от времени *t* их работы и корреляционные кривые (*1—4*)

Учитывая высокие значения $\sigma_и$ в течение времени $t = t_1 + t_3$, что составляет 2/3 времени работы механизма поворота за такт, можем утверждать, что основная часть совершаемой работы $A_р$ направлена на преодоление сил сопротивления в зацеплении. Это объясняет причину фактического низкого КПД механизма поворота платформы $\eta = 0{,}6 \div 0{,}65$, что не соответствует $\eta = 0{,}85 \div 0{,}9$, как заявлено в технической документации завода-изготовителя.

Корреляционные кривые *1—4* (см. рис. 2) описывают закон изменения напряжений $\sigma_и$ изгиба в зависимости от времени *t* и соответствующих этому времени сил сопротивления. Из-за сложности распределения значений в интервале времени закономерности представлены полиномами 3-й степени:

при повороте платформы с загруженным ковшом:

для ведущей шестерни (кривая *1*):

$$\sigma_и = 32{,}185t_i^3 - 324{,}45t_i^2 + 1082{,}8t_i - 226{,}09;$$

для ведомого зубчатого колеса (кривая *2*):

$$\sigma_и = 26{,}086t_i^3 - 264{,}75t_i^2 + 893{,}63t_i - 182{,}17;$$

при повороте платформы с пустым ковшом:

для ведущей шестерни (кривая *3*):

$$\sigma_и = 72{,}307t_i^3 - 609{,}75t_i^2 + 1627{,}4t_i - 422{,}69;$$

для ведомого зубчатого колеса (кривая *4*):

$$\sigma_и = 53{,}134t_i^3 - 451{,}09t_i^2 + 1258{,}8t_i - 318{,}59.$$

Циклическое действие напряжений при динамических нагрузках существенно влияет на долговечность механизма. Авторами работ по расчету планетарных передач Е. Г. Гинзбургом [9], Ю. Н. Кирдяшевым [10], Е. С. Кисточкиным, В. Н. Кудрявцевым установлена зависимость между напряжениями σ_{HN} и циклической долговечностью. За основу определения предела контактной выносливости и его базового числа циклов до разрушения принималась твердость рабочих поверхностей. Опыт эксплуатации экскаваторов, результаты металлографической экспертизы и анализ актов ремонта и восстановления зубчатых колес, вышедших из строя, позволили сделать вывод, что твердость поверхности не является в большинстве случаев главной причиной отказа. При изучении среза зуба и его контактной поверхности наблюдается целостность покрытий, а зернистость и цветовая гамма меняются от очага приложения нагрузки к основанию зуба. Проведенные исследования позволили предположить, что циклическая долговечность в большей степени зависит от величины приложенной удельной нагрузки, действующей в течение 1 с.

Высокие значения напряжений (см. кривые *1—4* на рис. 2) обусловлены значительными касательными силами инерции рабочего оборудования в период ускорения поворотной платформы экскаватора. При повороте платформы с пустым ковшом наблюдается аналогичная динамика всплесков напряжений $\sigma_и$, однако крутизна графика больше и в момент торможения напряжение $\sigma_и$ изгиба незначительно, но выше. Данное явление объясняется тем, что время t_1 разгона и время t_3 торможения поворотной платформы экскаватора с пустым ковшом сокращаются до 1,5÷1,06 с, что вызывает перегрузку зубьев зубчатых колес, увеличивая тем самым значения касательных сил инерции, удельную окружную силу и, как следствие, появление высоких динамических нагрузок в зацеплении кинематической пары, провоцирующих снижение долговечности механизма.

Таким образом, в статье изложены обоснованные аргументы о неэффективности существующей конструкции поворота платформы экскаватора, основанные на расчетных данных моментов инерции и силового баланса в заданный период времени эксплуатации.

Разработана методика определения силы и момента инерции поворотной платформы с учетом неравномерности распределения динамической нагрузки по длине зуба приводной шестерни редуктора поворотной платформы. Получены корреляционные зависимости напряжений изгиба $\sigma_и$ в кинематической паре зацепления от времени t работы редуктора.

В качестве одного из способов снижения энергоемкости поворота платформы предлагается использовать перераспределение сил по кинематическим парам зацепления с адаптацией к моментам собственных масс и инерции всей платформы. Положительный результат возможен и при выравнивании времени действия нагрузки.

Результаты исследований формирования сил, действующих на контактную поверхность зубьев при переходных процессах разгона и торможения поворотной платформы, помогут расширить понимание эффективности динамического процесса и ее энергозагружения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Алексеева Т. В.** Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1966. 482 с.
2. **Баловнева В. И.** Дорожно-строительные машины и комплексы. Омск: Изд-во СибАДИ, 2001. 528 с.
3. **Проников А. С.** Параметрическая надежность машин // Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 560 с.
4. **Abo-Shanab R., Sepehri N.** On dynamic stability of manipulators mounted on mobile platforms // Robotica. 2001. Т. 19. N 4. P. 439—449.
5. **Амельченко В. Ф.** Основы динамики комплекса "землеройно-транспортная машина — рабочий процесс" и синтез системы управления: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук / МИСИ. М., 1985. 36 с.
6. **Кузнецова В. Н., Савинкин В. В.** Обоснование критериев оценки эффективности экскаватора KOMATSU PC300 // Строительные и дорожные машины. 2014. № 3. С. 9—12.
7. **Шестаков В. С.** Эффективность внутренней рекуперации энергии гидравлических экскаваторов // Новые технологии. Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 5. С. 17—21.
8. **Рубенчик В. Я., Шоломов Н. М.** О концентрации напряжений при растяжении основания зуба // Известия вузов. Машиностроение. 1973. № 8. С. 33—37.
9. **Гинзбург А. Е.** О распределении удельной нагрузки по ширине венцов плавающих солнечных колес с податливым ободом // Конструирование и производство планетарных передач: Сб. науч. тр. ГКУ. Алма-Ата: Изд-во ГКУ, 1974. С. 15—23.
10. **Кирдяшев Ю. Н.** Многопоточные передачи дифференциального типа. Л.: Машиностроение, 1981. 223 с.

Ve0517.fm Page 35 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

УДК 62-541.2

С. Н. СЫСОЕВ, д-р техн. наук, А. А. ВОЗДУГАН (Владимирский ГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых),
e-mail: sysoev50@yandex.ru

Метод управления мембранным приводом

Предложен способ повышение эффективности мембранных приводов изменением эффективной площади мембраны. Разработано устройство с переменной эффективной площадью мембраны, обеспечивающее изменение силового усилия штока изменением давления рабочей среды в камере.

Ключевые слова: привод, мембрана, жесткий центр, эффективная площадь, рабочая камера, давление, шток.

The method of effectiveness improvement of membrane drives by varying of membrane effective area is suggested. The device with variable effective membrane area, assuring changing of rod force by changing of working medium in a chamber, is developed.

Keywords: drive, membrane, solid center, effective area, working chamber, pressure, rod.

В пневматических и гидравлических системах широко применяют устройства с эластичной мембраной и штоком. Перемещение штока происходит в результате силового воздействия (давления) находящихся в рабочей камере газа или жидкости. Для повышения силового воздействия на шток увеличивают эффективную площадь мембраны установкой на мембрану жесткого центра. Данные устройства используют для силовых операций, где шток является, например, запорно-регулирующим элементом клапана гидро- или пневмоаппаратуры, а также в системах управления гидро- и пневмоавтоматики, например в мембранных реле.

В настоящее время управление мембранными приводами осуществляют регулированием давления рабочей среды, что ограничивает их функциональные возможности и снижает эффективность работы.

Проанализируем функции мембранных приводов на примере работы одномембранного камерного пневмомеханического преобразователя (рис. 1). Данное устройство состоит из корпуса *1* с закрепленной в нем мембраной *2* с жестким центром *3* и штоком *4* (см. рис. 1, *а*). В исходном положении давление $p_{р.к}$ в рабочей камере равно давлению в полости за мембранной $p_{р.к} = p_1$ (см. рис. 1, *а*). При $p_{р.к} > p_1$ (см. рис. 1, *б*) возникает сила F, под действием которой мембрана деформируется, шток перемещается на величину x, таким образом, изменением давления $p_{р.к}$ рабочей среды можно регулировать перемещение x, т. е. имеет место зависимость $x = f(p)$.

Для мембраны с жестким центром сила F определяется произведением давления $p_{р.к}$ и эффективной площади $S_{эф}$, тогда [1]:

$$F = p_{р.к}S_{эф} = p\pi\frac{1}{3}(R^2 + r^2 + Rr),$$

где R — радиус мембраны; r — радиус жесткого центра.

Следовательно, регулирование мембранных приводов можно осуществлять не только изменением давления рабочей среды, а и изменением эффективной площади мембраны.

В работах [2, 3] изменение эффективной площади мембран применяли при ее несоответствии заданной величине, обусловленном отклонениями размеров, характеристик материалов, неточностью сборки. Корректировку осуществляли перемещением центра мембраны относительно плоскости ее заделки. Эффективную площадь мембраны можно уменьшить созданием в мембране напряжений, превышающих предел упругости, а также применением жесткого составного центра, один из элементов которого перестает взаимодействовать с мембраной при определенном давлении рабочей среды.

В ряде приводных механизмов требуется увеличение усилия на штоке в конце хода для обеспечения прижатия к седлу запорного элемента клапанов гидро- или пневмоаппаратуры, не изменяя габаритные размеры устройства.

Возможность повышения эффективности мембранных приводов показали исследования их функционально-физических связей [4].

Деформация мембраны, возникающая в результате силового воздействия рабочей среды, сни-

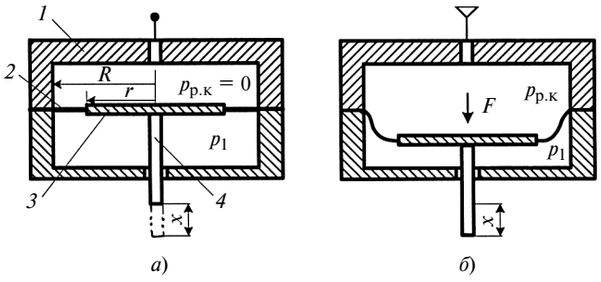
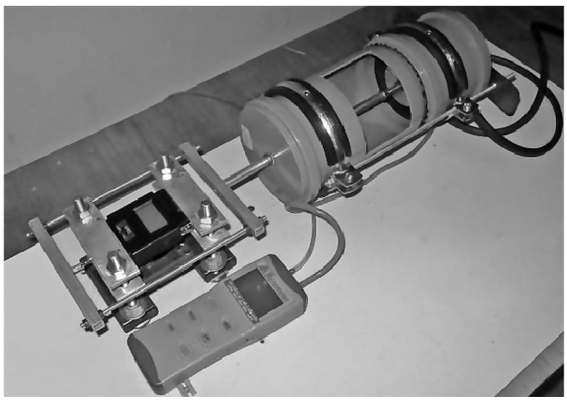
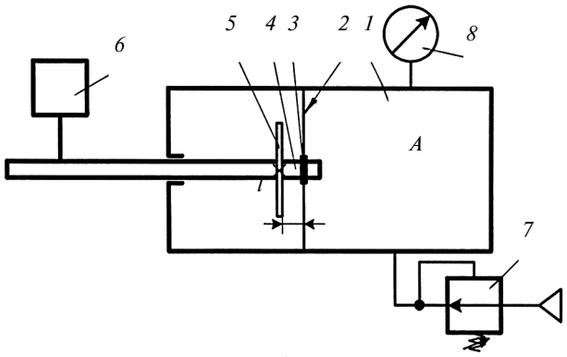


Рис. 1. Работа мембранного пневмомеханического преобразователя:
а — исходное положение; *б* — перемещение штока

Ve0517.fm Page 36 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM



а)



б)

Рис. 2. Стенд для исследования одномембранного привода (*а*) и его схема (*б*)

жает усилие на шток. Установка на мембране жесткого центра устраняет этот недостаток. Управление мембранным приводом основывается на регулировании эффективной площади мембраны ограничением ее деформации.

Для исследования влияния эффективной площади мембраны на силовое воздействие штока разработан лабораторный стенд (рис. 2, *а*, *б*).

Привод (см. рис. 2, *б*) состоит из корпуса *1* с рабочей камерой *A*, ограниченной мембраной *2* с жестким центром *3*, которая соединена со штоком *4*. На штоке закреплен упор *5*, выполненный в виде круглой пластины с возможностью регулировки его расстояния *l* до мембраны. Шток соединен с динамометром *6*, а рабочая камера через регулятор давления *7* — с источником пневмопитания и манометром *8*.

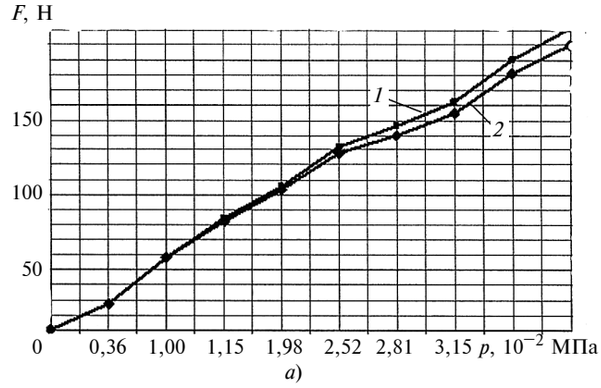
Исследована зависимость эффективной площади мембраны от размера жесткого центра. Входные данные эксперимента: диаметры мембраны 95 мм, диаметр штока 8 мм.

На рис. 3 приведены экспериментальные и расчетные зависимости силы F от давления $p_{р.к}$ при использовании жестких центров с разными диаметрами, анализ которых показал, что при разной эффективной площади мембраны усилие на штоке разное.

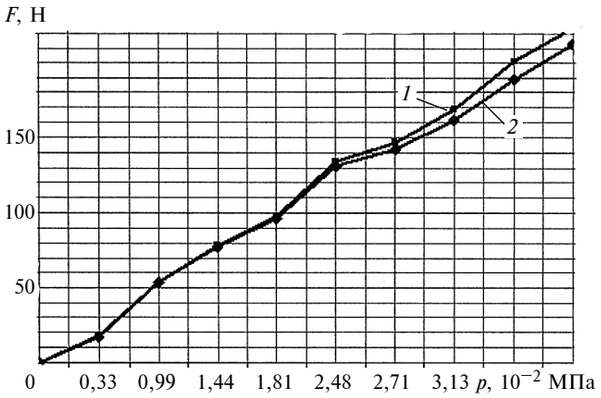
На рис. 4 показаны зависимости изменения силы F от радиуса жесткого центра при постоянном давлении в рабочей камере, которые указывают на возможность управления мембранным приводом изменением эффективной площади мембраны. На основании этого можно создать безнасосный привод, рабочим показателем которого будет эффективная площадь мембраны, зависящая от изгибной деформации, а ограничение перемещения рабочего органа будет обеспечивать жесткий упор, находясь на разном расстоянии от мембраны.

Схема данного устройства и этапы его работы показаны на рис. 5. Устройство (см. рис. 5, *а*) состоит из корпуса *1* с рабочей камерой *2*, ограниченной мембраной *3* с закрепленным на ней штоком *4*. На штоке установлен упор *5*, зафиксированный ограничителем *6* на расстоянии *l* от мембраны.

В исходном положении, когда в рабочей камере давление воздуха равно давлению за мембранной, шток находится на расстоянии x_0 от края корпуса. При подаче газа (или жидкости) в рабочую камеру давление повышается, сила F увеличивается (см.



а)



б)

Рис. 3. Экспериментальные (*1*) и расчетные (*2*) зависимости силы *F* от давления *p* для жестких центров с диаметрами 50 (*а*) и 60 мм (*б*)

Ve0517.fm Page 37 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

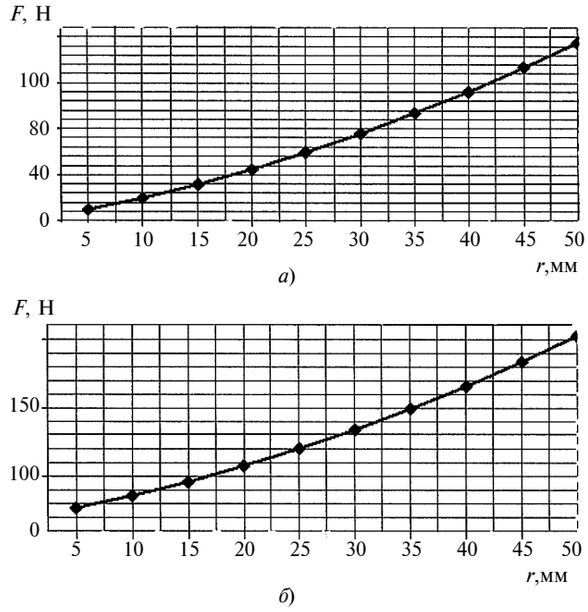


Рис. 4. Зависимости силы *F* от радиуса *r* жесткого центра при *p* = 0,0144 (*а*) и 0,0248 МПа (*б*)

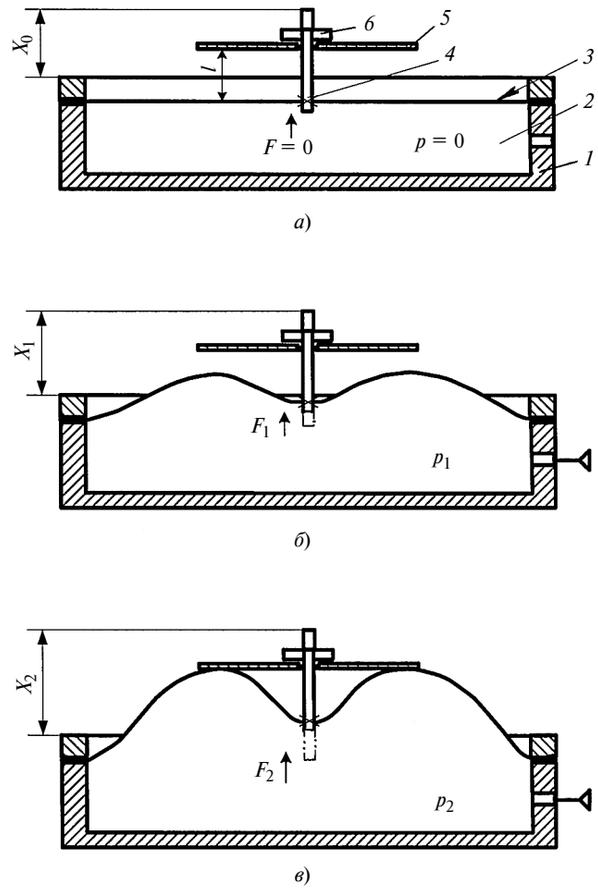


Рис. 5. Схема мембранного привода и этапы его работы

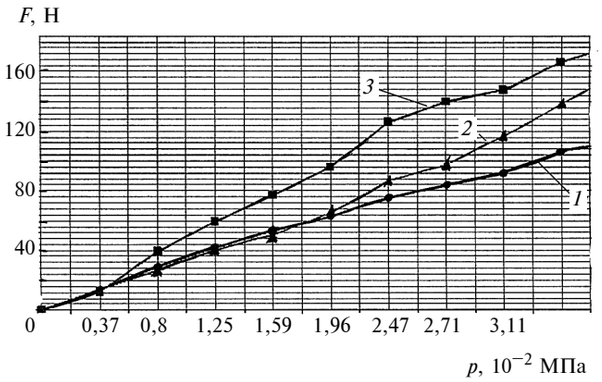


Рис. 6. Зависимости силы *F* от давления *p* в рабочей камере привода без взаимодействия мембраны с упором (*1*) и при его расположении на расстояниях 20 (*2*) и 6 мм (*3*)

рис. 5, *б*), шток перемещается на расстояние x_1. При этом эффективная площадь мембраны остается постоянной, так как мембрана еще не контактирует с упором *5*.

При дальнейшем увеличении давления (см. рис. 5, *в*) в рабочей камере мембрана деформируется и входит в контакт с упором, что увеличивает эффективную площадь мембраны и усилие F_2 на штоке.

При снижении давления в рабочей камере мембрана отходит от упора, что уменьшает эффективную площадь мембраны и снижает силовое воздействие на шток.

Работу одномембранного привода с переменной эффективной площадью мембраны исследовали на лабораторном стенде. Диаметр мембраны 95 мм, диаметр жесткого центра 20 мм, диаметр штока 8 мм, упор диаметром 60 мм. Результаты приведены на рис. 6, анализ которых показал, что чем ближе упор расположен к мембране, тем при меньшем давлении $p_{р.к}$ усилие на штоке начинает увеличиваться.

Предложенный способ регулирования мембранных приводов расширяет их функциональные возможности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сысоев С. Н.** Элементы гидравлического и пневматического оборудования: Учеб. пособие. Владимир: Владимирский ГУ, 2001. 32 с.

2. **А. с. 269591 СССР:** МКИ^3 F15C 5/00, G06d 1/02. Способ регулировки эффективной площади мембран в устройствах пневмо- и гидроавтоматики.

3. **Пат. 2409514 Рос. Федерации:** МПК^3 B 66 C 1/54. Захватное устройство.

4. **Сысоев С. Н.** Принципы и методы нахождения технических решений. Метод исследования функционально-физических связей. Владимир: Владимирский ГУ, 2007. 214 с.

Ve0517.fm Page 38 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

УДК 658.52.011.56:519.17

Ю. П. СЕРДОБИНЦЕВ, д-р техн. наук, А. М. МАКАРОВ, канд. техн. наук, А. К. ИВАНЮК (Волгоградский ГТУ), e-mail: ivanyuk_aleksei@mail.ru

Автоматизированный модуль для определения деформаций корпусов и их элементов при внешнем давлении

Для определения напряженно-деформированного состояния элементов корпусов и приборов разработан и проведен эксперимент с использованием модуля на основе тензометрического датчика. Для проверки адекватности полученных результатов приведены сравнительные значения эталонного эксперимента на лабораторной установке. Показаны возможности использования и дальнейшей модификации разработанного модуля.

Ключевые слова: производство, автоматизация, прибор, конструктивный элемент, деформированное состояние, тензометрия.

For determination of stress-deformed state of body elements and devices, the experiment with application of a module on the base of strain gauge is developed and carried out. For check of adequacy of the obtained results the comparative values of the reference experiment on laboratory setup are given. The opportunities for application and further modification of the developed module are shown.

Keywords: production, automation, device, structural element, deformed state, tensometry.

На сегодняшний день очень актуальна автоматизация мониторинга напряженно-деформированного состояния (НДС) разных корпусов приборов и их конструктивных элементов при испытаниях готовых изделий. На любом производстве данный этап — важная заключительная часть проверки изделия на его соответствие качеству [1]. Часто при испытаниях на воздействие внешних и внутренних факторов есть большая вероятность выхода прибора из строя — это возможное разрушение как внешней металлической части — каркаса, так и внутренней — электроники. В связи с этим на производстве возникают дополнительные финансовые проблемы [2]. Это особенно относится к вновь разработанным приборам, значительно отличающимся от аналогов. В данной работе рассматриваются конструктивные элементы и корпуса гидроакустических приборов, испытывающих внешнее механическое давление. Исследования проводились в сотрудничестве с АО "ПК Ахтуба".

Анализ существующего на производстве и на рынке современной электроники оборудования для автоматизации контроля НДС показал, что многие приборы нельзя быстро перенастроить для испытания корпусов разной геометрической конфигурации [3—5]. Основная тенденция данного оборудования — развитие беспроводной передачи данных с измерительного устройства на контролирующий компьютер для быстрого и оперативного принятия решений в реальном времени, а также минимизация и создание портативных измерительных устройств.

Существующие устройства имеют ряд недостатков. Например, отсутствие возможности быстрого подключения (переключения) датчиков — датчик измерения давления переключить на резистор изгиба или комплексно использовать несколько датчиков. Кроме того, профессиональное измерительное оборудование часто имеет большие размеры и его необходимо размещать в непосредственной близости от источников питания или от ПК. К тому же многие измерительные устройства для определения деформации корпусов электронных приборов основаны на методе магнитной памяти металла, тогда как корпуса специальных подводных приборов гидроакустической связи изготовляют из ПВХ пластмасс для уменьшения массы и защиты от воздействия водно-солевой среды. Поэтому использовать вышеописанный метод не представляется возможным.

Цель работы — повышение эффективности испытаний приборов на сжатие под действием внешней распределенной нагрузки путем создания автоматического устройства для контроля НДС корпусов изделий.

Для этого необходимо:

разработать конструкцию и систему управления автоматическим устройством для мониторинга НДС корпусов гидроакустической аппаратуры;

разработать алгоритмы и написать программу считывания данных с датчиков и передачу их на управляющее устройство;

изготовить опытный образец устройства, провести эксперименты и обработать полученные результаты.

Для решения поставленных задач разработана структурная схема прототипа автоматизированного модуля для контроля приборов, испытывающих внешние нагрузки. Собрали прототип устройства (рис. 1), состоящий из микроконтроллера Arduino UNO, платы расширения Arduino Uno ProtoShield, резистора изгиба (возможны разные варианты подключения в зависимости от решаемых задач). Так как для многих гидроакустических приборов необходима повышенная влагозащищенность или полная герметичность, для организации беспроводной передачи данных выбрали Wi-Fi модуль [6, 7].

Адаптивность разработанной структурной схемы устройства позволяет испытывать любые при-

Ve0517.fm Page 39 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

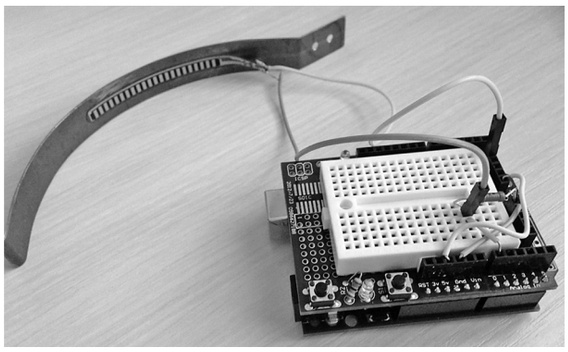


Рис. 1. Прототип автоматизированного прибора мониторинга НДС конструкций, испытывающих внешнее давление

Рис. 2. Измерение деформации прижимной пластины

боры, имеющие разную геометрию и решающие разные задачи. Материал также не имеет значения, однако стоит учитывать его характеристики и величину возмущающих воздействий при выборе датчиков, чтобы правильно подобрать чувствительность регистрирующего элемента.

Закрепив датчик продольного изгиба или датчик измерения силы нажатия в месте, наиболее подверженном разрушению, можно оперативно в режиме реального времени считывать нагрузку на стенку оболочки или ее перемещение (сжатие), а при возникновении критических сил вовремя остановить испытание, не допустив разрушения внутренних элементов. Предварительные испытания опытного образца устройства подтвердили его работоспособность.

Первым этапом испытаний является тарирование датчика по заданной программе, при превышении порогового значения загорается светодиод. Второй этап — написание программы для перевода значений, показываемых датчиком, в функцию силы воздействия и перемещения конструктивного элемента (его деформацию). В дальнейшем для дистанционной передачи данных планируется подключение Wi-Fi модуля [8].

В рамках первого эксперимента была решена задача, поставленная конструкторами АО "ПК Ахтуба": определить зависимость деформации бериллиевой прижимной пластины (используемой как направляющая для намотки проводов на трансформаторы) от силы, воздействующей на нее [9, 10]. После тарирования датчика и написания программы для микропроцессора провели эксперимент, результаты которого проверили в лаборатории предприятия. На рис. 2 показано измерение деформации прижимной пластины.

Для испытаний использовали бериллиевую пластину, один край которой был закреплен. Пластину сгибали, воздействуя на нее сосредоточенной силой. Пластина имитировала конструктивный элемент — зажим, используемый при наматывании трансформаторной обмотки, может имитировать также упругий элемент металлоэластичных колес транспортных средств специального назначения (планетоходов, многофункциональных роботов) [11]. Определяли силу F, действующую на пластину, и ее перемещения h. При тарировании датчика использовали эталонные веса, а также измеряли перемещения (таблица).

По полученным значениям построили зависимости изменения сопротивления C резистора изгиба от внешнего усилия F и перемещения h (деформации) (рис. 3, *а*, *б*), которые аппроксимировали и использовали для программирования микроконтроллера Arduino [12]. По аппроксимированным функциям написали код программы дальнейших экспериментов:

```
int sensepin = 0;
float i, p, h; // обозначение переменных данных — изменения сопротивления резистора изгиба, функции силы, функции деформации.
void setup() {
Serial.begin(9600);
}
void loop(){
I = ((float)analogRead(sensepin));
P = −176.66*I + 79965.85; // функция силы
H = 2.6606*I − 1173.5; // функция деформации (перемещения)
// передача данных через последовательный порт
Serial.print("I = "); Serial.print(i, 2);
```

Экспериментальные данные для тарирования прибора

Сила, Н	Показание датчика, кОм	Перемещение, 10^{-3} м
0,0098	455	32
0,98	454	32
1,96	450	30
3,43	449	25
5,25	448	19
6,86	447	17
7,84	446	15
10,42	445	13
15,68	444	6
20,89	443	0
21,56	442	0
22,54	441	0

Ve0517.fm Page 40 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

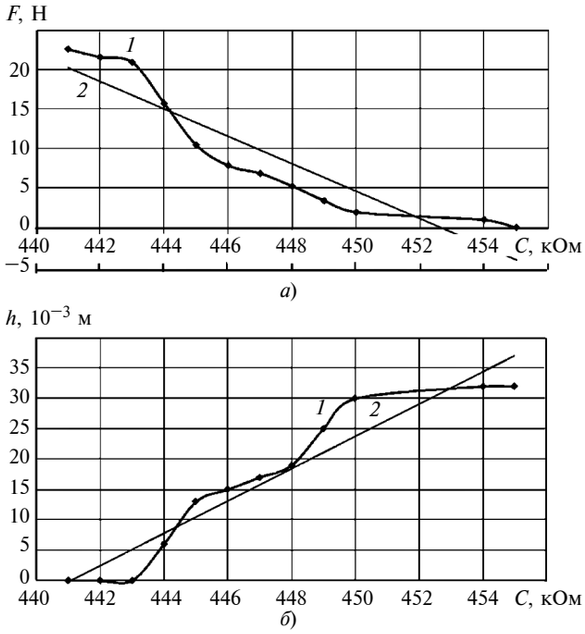


Рис. 3. Зависимости изменения сопротивления *C* резистора изгиба от внешнего усилия *F* (*а*) и перемещения *h* (*б*) прижимной пластины:

1 — эксперимент; *2* — аппроксимация

```
Serial.println(" kOm");
Serial.print("P = "); Serial.print(p, 2);
Serial.println(" g"); // Вывод на экран значений в граммах, для удобства восприятия
Serial.print("H = "); Serial.print(h, 2);
Serial.println(" mm"); // Вывод на экран значений в миллиметрах, для удобства восприятия
Serial.println();
delay(200);} // Скорость считывания новых значений с датчика
```

После написания программы провели лабораторные испытания для проверки адекватности созданной модели [13]. Эксперимент проводили следующим образом: значения нагрузки пластины считывались с монитора порта разработанного устройства и с эталонной производственной установки, затем строились графики и определялись расхождения (рис. 4, *а*, *б*). На экран ЭВМ выводились значения изменения сопротивления *C* резистора изгиба, перемещения *h* и внешнего усилия *F*, действующего на пластину. Полученные зависимости показали, что точность измерения НДС корпусов приборов, на которые действует внешнее давление, с помощью разработанного автоматизированного модуля находится в пределах допуска и близка к значениям эталонной установки. Следовательно, возможна его дальнейшая разработка и использование в промышленности. По результатам данного эксперимента составили акт о внедрении и рекомендации для дальнейших всесторонних испытаний.

Компактность прибора, возможность его быстрого перенастраивания с использованием нескольких датчиков, в том числе датчиков вибрации и давления, определяют его широкое применение и универсальность при решении разнообразных промышленных задач [14, 15]. С помощью данного устройства можно также выбрать наиболее подходящий конструктивный элемент или, например, определить жесткости прижимных пластин из разных материалов и разной геометрии (рис. 5), а также измерить деформации корпусов при действии ударной или распределенной силы (рис. 6).

От существующих устройств разработанное устройство отличается портативностью, адаптивностью к решаемым задачам, возможностью подключения разных датчиков измерения НДС, беспроводной передачей данных для построения графиков деформаций корпусов и их конструктивных элементов в режиме реального времени; использование датчиков тензометрии позволяет проводить эксперименты с любыми материалами.

Для повышения эффективности измерений планируется: подключение дисплея и различных датчиков во включенном режиме (быстросъемное подключение) [16], а также написание алгоритма и программы управления и оповещения о критических значениях для каждой заданной задачи. Это позволит расширить применение данного устройства в промышленности, в частности в опытно-про-

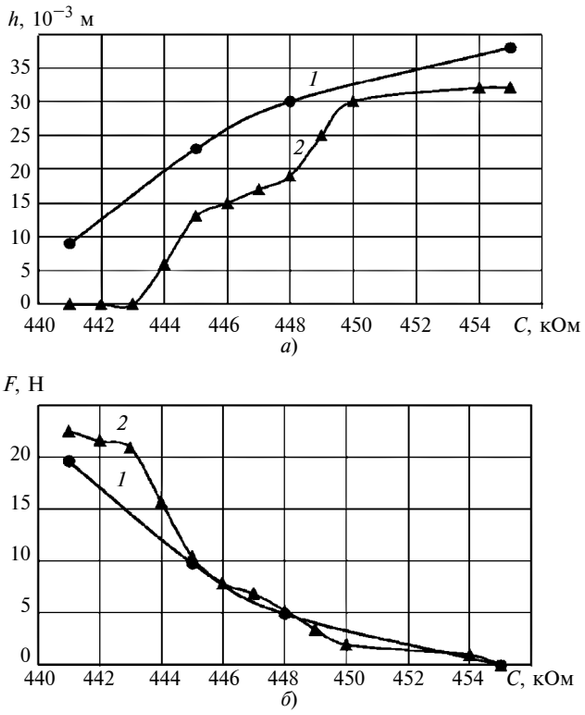


Рис. 4. Зависимости изменения сопротивления *C* резистора изгиба от перемещения *h* прижимной пластины (*а*) и внешнего усилия *F* (*б*), построенные по данным эталонного (*1*) и полевого (*2*) экспериментов

Ve0517.fm Page 41 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

Рис. 5. Прижимные пружины для экспериментального определения жесткости

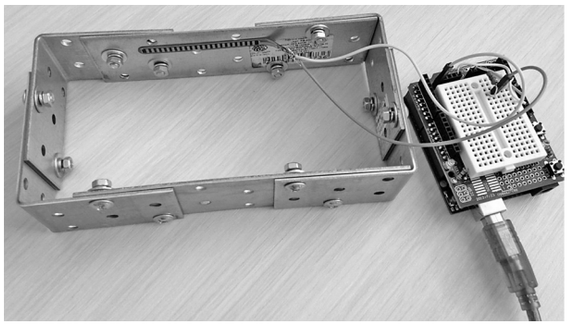


Рис. 6. Измерение НДС металлического каркаса

изводственных цехах для испытаний новых приборов, на которые действуют внешние силы.

Результаты испытаний можно использовать: в приборах с высокими функциональными требованиями, выпускаемых военной промышленностью и научно-исследовательскими институтами; в гидроакустических приборах, испытывающих объемное сжатие; для изделий гражданской промышленности при агрессивном воздействии внешней среды. С помощью модифицированного устройства можно не только испытывать опытные приборы, но и периодически проводить системные проверки накопленной усталости материала уже работающего оборудования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Виртуальные** испытания как средство оптимизации затрат в опытном производстве гидроакустических приборов / А. А. Емельяненко, А. К. Иванюк, О. И. Жабин, Д. В. Ярошик // Автоматизация. Современные технологии. 2016. № 9. С. 25—27.

2. **Иванюк А. К.** Методика расчета прочности оболочек и автоматизация процесса испытаний гидростатическим сжатием [Электронный ресурс] // Материалы 66-я международной студенческой научно-технической конференции. Астрахань: Астраханский ГТУ, 2016.

3. **Иванюк А. К.** Виртуальное определение критических зон предельных упругих перемещений корпусов приборов связи, испытывающих гидростатическое сжатие // Тезисы докладов XX Региональной конференции молодых исследователей Волгоградской области / Редкол.: А. В. Навроцкий (отв. ред.) и др. Волгоград: ВолгГТУ, 2016. С. 83—85.

4. **Барабанов В. Г., Иванюк А. К.** Алгоритм расчета основных показателей ГПС производства корпусных деталей // Известия ВолгГТУ. Сер. Прогрессивные технологии в машиностроении. 2015. № 1 (156). С. 46—48.

5. **Барабанов В. Г., Иванюк А. К.** Использование CAD-систем для выявления критических зон деформации корпусов приборов связи // Известия ВолгГТУ. Сер. Прогрессивные технологии в машиностроении. 2015. № 11 (173). С. 47—50.

6. **Иванюк А. К., Емельяненко А. А., Жабин О. Н.** Виртуальные испытания как способ упреждающего контроля корпусов приборов гидроакустической связи // ИСТОК—2016: докл. I-й науч.-практ. конф. молодых специалистов интегрированной структуры АО "Концерн "Океанприбор". СПб.: 2016. С. 96—100.

7. **Иванюк А. К., Барабанов В. Г.** Использование аналитико-приоритетного метода для проектирования ГПС производства корпусных деталей // Справочник. Инженерный журнал. 2015. № 12. С. 39—44.

8. **Иванюк А. К., Барабанов В. Г.** К вопросу об интеграции САМ систем в АСТПП корпусных деталей прибора связи // Евразийский союз ученых. 2014. № 8 (Ч. 8). С. 53—56.

9. **Иванюк А. К., Панченко М. В.** Определение сходимости виртуальных и полевых испытаний корпусов приборов, состоящих из разнотипных материалов [Электронный ресурс] // Междунар. науч.-практ. конф. "Актуальные проблемы науки и техники глазами молодых ученых". / ФГБОУ ВПО "Сибирская гос. автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)". Омск: 2016. С. 257—261.: http://bek.sibadi.org/fulltext/esd107.pdf

10. **Иванюк А. К., Барабанов В. Г.** Проектирование автоматизированной системы технологической подготовки производства корпусных деталей прибора связи [Электронный ресурс] // 65-я Междунар. студенческая науч.-технич. конф., посвященная 85-летию основания вуза. Астрахань: Астраханский ГТУ. 2015.

11. **Иванюк А. К.** Разработка автоматизированного расчета и системы мониторинга оболочек, испытывающих гидростатическое сжатие // Международный научно-исследовательский журнал. 2016. № 4. Ч. 2. С. 97—100.

12. **Иванюк А. К., Барабанов В. Г.** Разработка новых подходов в методологии проектирования АСТПП // Тезисы докладов по внутривузовскому смотру-конкурсу научных конструкторских и технологических работ студентов. Волгоград: ВолгГТУ, 2015. С. 23.

13. **Иванюк А. К., Панченко М. В.** Разработка структурной схемы автоматизированного модуля неразрушающего контроля гидроакустических приборов [Электронный ресурс] // 66-я Международная студенческая научно-техническая конференция. Астрахань: Астраханский ГТУ, 2016.

14. **Иванюк А. К., Сердобинцев Ю. П.** Расчет и корректировка коэффициента продольного изгиба труб, испытывающих внешнее сжатие // Механическое оборудование металлургических заводов. 2016. № 1. С. 74—79.

15. **Иванюк А. К., Сердобинцев Ю. П.** Синтез структурной схемы проектирования АСТПП на примере корпусных деталей // Всероссийская научная конференция по проблемам управления в технических системах. СПб.: СПбГЭТУ "ЛЭТИ", 2015. С. 433—437.

16. **Сердобинцев Ю. П., Иванюк А. К.** Использование теории графов для построения группового технологического процесса обработки корпусных деталей // Известия ВолгГТУ. Сер. Прогрессивные технологии в машиностроении. 2015. № 1 (156). С. 66—69.

Ve0517.fm Page 42 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

УДК 621.7-1.001.57

В. С. ЩЕТИНИН, А. В. КОСМЫНИН, доктора технических наук, А. С. ХВОСТИКОВ, А. В. СМИРНОВ, Н. А. ИВАНОВА, кандидаты технических наук (Комсомольский-на-Амуре ГТУ), e-mail: avkosm@knastu.ru

Влияние вылета консоли на характеристики высокоскоростного ротора, установленного на газомагнитных опорах

Установлено значительное влияние вылета консоли вала, размещенного на газомагнитных опорах, на выходные характеристики высокоскоростной роторной системы. Предложено повысить точность вращения ротора и жесткость использованием адаптивных систем управления магнитными силами.

Ключевые слова: высокоскоростная роторная система, газомагнитный подшипник, электромагнитный зазор, нагрузка, жесткость.

The significant influence of shaft overhanging length, installed on gas-magnetic bearings, on output characteristics of high-speed rotor system is determined. It is suggested to increase accuracy of rotor spinning and stiffness by application of adaptive control systems on magnetic forces.

Keywords: high-speed rotor system, gas-magnetic bearing, electromagnetic gap, load, stiffness.

Развитие таких технических систем, как компрессоры, турбины, шпиндельные узлы металлорежущих станков и электродвигатели, идет по пути повышения скоростных характеристик при сохранении массогабаритных параметров. В современных высокоскоростных роторах (ВСР) используют опоры качения, гидростатические, газовые и магнитные опоры.

Применяемые в ВСР опоры качения испытывают тепловые деформации, они отличаются нестабильностью траектории движения ротора и показателей жесткости подшипников, что обусловлено изменением угла поворота сепаратора с комплектом тел качения и погрешностью изготовления колец, а также имеются детали с ограниченными ресурсами. Конструктивные пути повышения быстроходности подшипников качения для ВСР в значительной мере исчерпаны. Наиболее эффективным для них стало смазывание объемным микродозированием с оптимизацией количества смазочного материала [1].

Применение гидростатических опор обеспечивает высокую точность вращения и демпфирующую способность, что значительно повышает виброустойчивость ВСР. Данные опоры имеют практически неограниченную долговечность и высокую нагрузочную способность. Главными их недостатками являются сложная система питания, ограничение по быстроходности, обусловленное жидкостным трением, и неэкологичность [2].

Роторные системы на газовых опорах могут развивать неограниченную частоту вращения ротора. Однако из-за сравнительно невысокой несущей и демпфирующей способности смазочного слоя их использование в ВРС ограничено. Данные опоры нашли применение в высокоскоростных малонагруженных шпиндельных узлах станков, применяемых для финишных операций, и в пневмоинструменте [3].

ВРС на электромагнитных опорах отличаются высоким ресурсом, малым энергопотреблением, относительно высокой жесткостью при управлении магнитной силой и незначительным коэффициентом сопротивления вращению. Отсутствие механического контакта обеспечивает работу в экстремальных условиях [4]. Однако ВСР на электромагнитных опорах не нашли широкого применения ввиду невысокой несущей способности и сложности как самих роторных систем, так и их электронных систем управления.

Газомагнитные опоры (ГМО) лишены недостатков газостатических опор и способны обеспечить высокую несущую способность. Кроме того, неустойчивому положению ротора, обусловленному действием электромагнитной части ГМО, противодействует поле газовых сил, создаваемое ее газостатической частью [5, 6].

Эксплуатационные показатели разных быстроходных опор [1—6] приведены в таблице, их анализ показал, что ГМО обеспечивают высокую быстроходность при минимальных осевом и радиальном биениях при высокой жесткости.

Влияния некоторых режимных и конструктивных параметров на эксплуатационные характеристики ГМО описаны в работе [7].

Так как на консоль, как правило, закрепляется исполнительный орган, на который воздействуют внешние силы, рассмотрим влияние вылета консольной части ротора на его характеристики. Расчеты эксплуатационных показателей характеристик ротора на газомагнитных опорах приведены в работах [7, 8].

Для обобщения влияния длины l консоли (рис. 1) на характеристики роторной системы введены безразмерные параметры:

относительная длина консольной части ротора $\bar{l} = l/d$, где d — диаметр опоры, как правило, равный диаметру ротора;

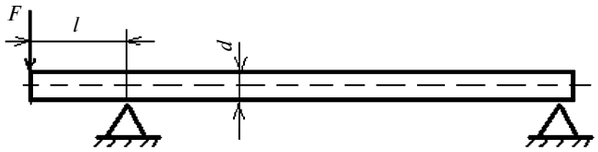


Рис. 1. Схема ротора с консольной частью

Ve0517.fm Page 43 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

относительная нагрузка на консоли ротора $\bar{F} = F/Q_{\max}$, где $Q_{\max}$ — максимальная несущая способность передней ГМО при отключенном электромагнитном подвесе;

коэффициент жесткости $k_J = \mathrm{d}\bar{F}/\mathrm{d}\bar{y}$, измеряемый на консоли ротора, где $\bar{y} = y/c$ — относительное смещение оси ротора; c — средний радиальный зазор между ротором и вкладышем ГМО;

сжимаемость $\Lambda = \dfrac{3\mu d^2\omega}{2p_s c^2}$, где ω — угловая скорость вращения ротора; μ — коэффициент динамической вязкости газовой смазки; p_s — давление наддува газа в опору.

Длина консольной части высокоскоростного ротора во многом зависит от назначения узла.

На рис. 2 показаны зависимости относительной нагрузки $\bar{F}$ от сжимаемости Λ и относительной длины $\bar{l}$ вылета с включенным и отключенным электромагнитом. Расчеты выполняли при $\bar{l} = 1{,}3$; 1 и 0,7. Установлено, что удлинение консоли снижает воспринимаемую нагрузку во всем заданном диапазоне Λ. Применение магнитной силы позволяет существенно повысить нагрузочную способность ВРС. Повышение нагрузки на консоли ротора с увеличением сжимаемости и с включенным, и с отключенным электромагнитом обусловлено усилением эффекта смазочного клина.

Зависимость коэффициента k_J жесткости от сжимаемости Λ и относительной длины $\bar{l}$ вылета с включенным и отключенным электромагнитом представлена на рис. 3, анализ которой показал, что удлинение консоли вызывает нежелательное снижение коэффициента жесткости, что объясняется увеличением плеча между приложением внешней нагрузки и равнодействующей газомагнитной силы в опоре. Кроме того, применение постоянной магнитной силы в опоре заметно снижает жесткость опоры и всей ВРС, что ухудшает ее динамические характеристики [2]. Устранить это можно применением адаптивных систем управления магнитной силой в опоре [9], что было подтверждено исследованиями.

На рис. 4 представлены зависимости жесткости J от относительного эксцентриситета $\varepsilon = e/c$ (e — эксцентриситет) ротора в передней опоре при управляемом электромагните ГМО и с отключенным электромагнитом. Очевидно, что управление тягового усилия электромагнита ГМО способно заметно повысить жесткость.

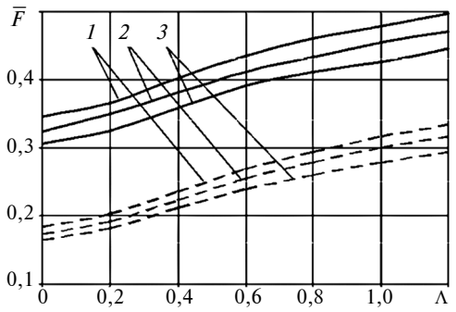


Рис. 2. Зависимости нагрузки $\bar{F}$ от сжимаемости Λ при $\bar{l}$ = 1,3 (*1*); 1 (*2*) и 0,7 (*3*) с отключенным (- - -) и включенным (——) электромагнитом

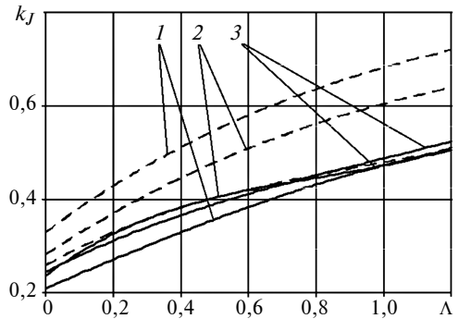


Рис. 3. Зависимости коэффициента k_J жесткости от сжимаемости Λ при $\bar{l}$ = 1,3 (*1*); 1 (*2*) и 0,7 (*3*) с отключенным (- - -) и включенным (——) электромагнитом

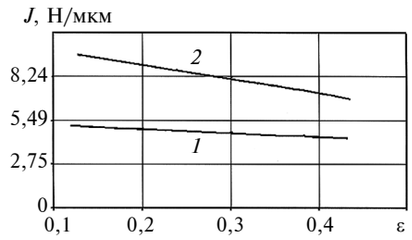


Рис. 4. Зависимости жесткости J от эксцентриситета ε при отключенном (*1*) и включенном (*2*) электромагните в режиме автоматического управления (n = 21 000 мин$^{-1}$)

Подшипниковые опоры	Относительная несущая способность, %	Биение шпинделя Δ, мкм	dn, 10^6 мм · мин$^{-1}$ (предельный)	$J_{\max}$, Н/мкм	Демпфирование ξ, Н · с/мм
Подшипники качения:					
прецизионные	100	≥0,5	1,8	12	0,5
от быстроходности	1000÷200	≥2	0,3	250	0,5
Гидродинамические подшипники	120	≥1	1	40	10^4
Гидростатические подшипники	150	≥0,05	2,5	50	10^6
Подшипники с воздушным смазыванием	70÷80	≥0,05	5	20	10^2
Магнитные подшипники при регулировании	≤70	≥0,1	5	10÷100 (от быстроходности)	10^2
ГМО при регулировании	100	10,02	5	10÷120 (от быстроходности)	Нет данных

Примечание. Несущая способность относительно подшипников качения

Ve0517.fm Page 44 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

В зависимости от радиального перемещения ротора в опоре система управления позволяет также поддерживать заданную нагрузку и требуемый радиальный зазор изменением магнитной силы. При этом жесткость ГМО может находиться на уровне жесткости газостатических опор и даже превышать ее в несколько раз (см. таблицу).

Таким образом, применение ГМО в высокоскоростных роторных системах с консольным закреплением исполнительного механизма повышает несущую способность, жесткость и точность вращения ротора [10] при использовании адаптивных систем управления магнитными силами в опорах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Щетинин В. С., Космынин А. В., Хвостиков А. С.** Совершенствование эксплуатации опор высокоскоростных роторных систем. Комсомольск н/А: ФБГОУ ВПО "КнАГТУ", 2014. 185 с.

2. **Пуш А. В.** Шпиндельные узлы. Качество и надежность М.: Машиностроение, 1992. 288 с.

3. **Эксплуатационные** характеристики газовых опор высокоскоростных шпиндельных узлов / А. В. Космынин, Ю. Г. Кабалдин, В. С. Виноградов, С. П. Чернобай. М.: Академия Естествознания, 2006. 219 с.

4. **Журавлев Ю. П.** Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. СПб.: Политехника, 2003. 206 с.

5. **Космынин А. В., Щетинин В. С., Иванова Н. А.** Применение магнитной силы в газостатических опорах высокоскоростных шпиндельных узлов // Вестник машиностроения. 2009. № 5. С. 19—21.

6. **Космынин А. В., Щетинин В. С.** Влияние магнитной силы в газомагнитных подшипниках на эксплуатационные показатели высокоскоростных шпиндельных узлов металлообрабатывающего оборудования // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 5—8.

7. **Космынин А. В., Щетинин В. С., Хвостиков А. С.** Основы проектирования высокоскоростных шпиндельных узлов на газомагнитных опорах. Владивосток: Дальнаука, 2011. 178 с.

8. **Иванова Н. А., Блинков С. С., Щетинин В. С.** Метод расчета газомагнитного подшипника высокоскоростного шпиндельного узла // Омский научный вестник. 2011. № 1 С. 63—65.

9. **Повышение** точности вращения валов высокоскоростных роторных систем / А. В. Космынин, В. С. Щетинин, С. М. Копытов и др. // Ученые записки Комсомольского-на-Амуре ГТУ. 2013. Т. 1. № 3. С. 47—51.

10. **Определение** траектории движения шпинделя на бесконтактных опорах методом виброакустической эмиссии / А. В. Космынин, А. С. Хвостиков, В. С. Щетинин и др. // Современные наукоемкие технологии. 2010. № 9 С. 182—183.

УДК 004.942:539.4.019.3:661.666.2

А. Т. АЛЕКСЕЕВ, Л. В. СЕРГЕЕВА (НИЦ "Курчатовский институт", г. Москва), e-mail: andtaraleks@gmail.com

Методические особенности учета ползучести при компьютерном моделировании терморадиационного поведения графитовых блоков РБМК

Рассмотрены особенности компьютерного моделирования напряженно-деформированного состояния графитовых блоков при продолжительном тепловом и нейтронном облучении. Задача решается в трехмерной постановке, учитывается анизотропия теплофизических свойств графита, возникновение и рост трещин. Предложен учет ползучести материала в отсутствие пластических деформаций и оценки ее влияния на свойства графитового блока.

Ключевые слова: графитовый блок, математическое моделирование, реактор большой мощности канальный, трещина, ползучесть.

The features of computer modeling of stress-deformed state of graphite blocks at continuous heat and neutron irradiation are considered. The problem is being solved in three-dimensional formulation, the anisotropy of graphite thermophysical properties, appearance and growth of cracks are taken into account. The account of material creep at absence of plastic deformation and assessment of its influence on properties of graphite block is suggested.

Keywords: graphite block, mathematical modeling, high power channel type reactor, crack, creep.

По состоянию на начало 2016 г. до половины электроэнергии, получаемой в России от атомных электростанций, приходится на канальные реакторы большой мощности (РБМК). Большинство из них находится на этапе окончания проектного срока службы, который составляет 30 лет. По окончании срока службы может быть принято решение о продлении срока эксплуатации. Первый блок Ленинградской АЭС, являющийся первым из введенных РБМК-1000, был запущен в 1973 г., следовательно, срок его службы закончился в 2003 г. После проведения соответствующей модернизации было принято решение продлить срок службы ЛАЭС-1. Однако возникла серьезная проблема с массовым растрескиванием отдельных блоков графитовой кладки из-за высоких внутренних напряжений графита. Появление отдельных трещин может не сказываться на работоспособности графитовой кладки, однако требует строгого контроля.

Для прогнозирования ресурса и обоснования удовлетворительного состояния графитовой кладки необходимо компьютерным моделированием выполнить прочностный расчет с учетом как можно большего числа факторов, влияющих на терморадиационное поведение графита. Большой вклад в исследования процессов, происходящих в графите, и, в частности, в методы моделирования напряженно-деформированного состояния (НДС)

Ve0517.fm Page 45 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

графитовых блоков внесли специалисты НИЦ КИ, НИКИЭТ, НИИАР, НИИграфит (П. А. Платонов, Ю. С. Виргильев, А. А. Тутнов, В. В. Ткачев, А-р. С. Киселев, А-й. С. Киселев, Я. И. Штромбах, О. К. Чугунов, В. Н. Маневский, Е. Н. Синицын и др.), однако на сегодня вопрос совершенствования данных методов остается открытым [1].

Исследования показали, что ползучесть, которой во многих расчетах пренебрегали, при продолжительной эксплуатации графита становится одним из определяющих факторов. Ползучесть влияет на релаксацию напряжений, а следовательно, и на возникновение и рост трещин в материале на момент потери прочностных свойств.

В предлагаемом методе определения НДС в результате ползучести, усадки или вторичного распухания использовали следующие гипотезы:

1) в объеме тела происходит упругая деформация;

2) приращения упругой и вязкой деформаций независимы друг от друга;

3) учитывается анизотропия размерных изменений графита (усадка и распухание), возможен учет анизотропии ползучести.

Для учета истории нагружения расчет деформирования графита выполняется пошагово.

По теории Беляева—Малинина [2, 3] полный тензор деформаций имеет вид:

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^{EC} + \varepsilon_{ij(n-1)}^{C} + \varepsilon_{ij}^{V}. \qquad (1)$$

Здесь $\varepsilon_{ij}^{EC} = \varepsilon_{ij}^{E} + \Delta\varepsilon_{ij(n)}^{C}$ — упругая составляющая деформаций в текущий момент времени; $\Delta\varepsilon_{ij(n)}^{C}$ — приращение составляющей деформаций ползучести на n-м шаге по времени; $\varepsilon_{ij(n-1)}^{C} = \sum_{k=1}^{n-1} \Delta\varepsilon_{ij}^{C}$ — накопленная деформация ползучести за период до $(n-1)$-го шага; ε_{ij}^{V} — составляющая изменения объема; ε_{ij}^{E} — упругая составляющая:

$$\varepsilon_{ij}^{E} = \frac{1}{E_i}[\sigma_{ij} - \mu(3\delta_{ij}\sigma - \sigma_{ij})], \qquad (2)$$

где E_i — модуль упругости первого рода в i-м направлении; σ_{ij} — компоненты тензора напряжений; δ_{ij} — символ Кронекера; μ — коэффициент Пуассона; σ — шаровой тензор напряжений.

Приращение деформаций ползучести на n-м шаге можно представить как

$$\Delta\varepsilon_{ij(n)}^{C} = \frac{3}{2}\frac{\Delta\varepsilon_{i(n)}^{c}}{\sigma_{i(n)}}(\sigma_{ij(n)} - \delta_{ij}\sigma_{(n)}). \qquad (3)$$

Приращение деформаций ползучести для графита [3] составляет:

$$\Delta\varepsilon_i^c = \begin{cases} \dfrac{K_1}{F+F_1}\Delta F\sigma_i \text{ при } F < F_m; \\ \left(\dfrac{K_1}{F+F_1} + B\right)\Delta F\sigma_i \text{ при } F \geq F_m, \end{cases} \qquad (4)$$

где K_1, B, F_1, F_m — коэффициенты, характеризующие скорость радиационной ползучести графита, зависящую от температуры; F — флюенс нейтронов с энергией больше 0,18 Мэв, нейтрон/см^2; ΔF — приращение флюенса нейтронов; σ_i — интенсивность напряжений.

Из формулы (4) видно, что приращение деформации ползучести находится в линейной зависимости от интенсивности напряжений. Это позволяет решать задачу по теории Беляева—Малинина, в соответствии с которой приращение интенсивности деформаций ползучести можно представить как

$$\Delta\varepsilon_i^c = C(F, \Delta F)\sigma_i. \qquad (5)$$

Из формул (1)—(5) получим выражение для суммы полных упругих деформаций и приращения деформаций ползучести на последнем шаге:

$$\varepsilon_{ij}^{EC} = \frac{1}{E_i}[\sigma_{ij(n)} - \mu(3\delta_{ij}\sigma_{(n)} - \sigma_{ij(n)})] + \frac{3}{2}\frac{C(F, \Delta F)}{\sigma_i}; \qquad (6)$$

$$\sigma_i(\sigma_{ij} - \delta_{ij}\sigma) = \frac{1}{E^*}[\sigma_{ij} - \mu^*(3\delta_{ij}\sigma - \sigma_{ij})].$$

Здесь

$$E^* = \left[\frac{1}{E_{\text{ср}}} + C(F, \Delta F)\right]^{-1}; \ \mu^* = \frac{[\mu/E_{\text{ср}} + C(F, \Delta F)/2]}{[1/E_{\text{ср}} + C(F, \Delta F)]},$$

где $E_{\text{ср}}$ — средний модуль упругости.

Предложенный подход позволяет решать задачу не в приращениях, а в перемещениях, деформациях, напряжениях и получать более реальные значения величин, чем при использовании теории течения. Это объясняется тем, что учет ползучести с помощью традиционной теории течения выполняется безытерационно, поэтому релаксация напряжений затруднена. Если бы графит вел себя подобно металлам, т. е. обладал бы существенной пластичностью, для исследования его поведения традиционной теории течения было бы вполне достаточно, но пластичность графита принято учитывать только с помощью динамического модуля упругости, что и используется в последнее время [6].

Вышеизложенная методика в части модуля упругости взята из работ Ф. Энгессера [5]. Она была успешно использована в НИЦ "Курчатовский институт" при расчете прочности графитовых блоков установки ВГ-400 (атомная станция для комбинированной выработки технологической теплоты и электроэнергии) [7].

Ve0517.fm Page 46 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

После определения НДС пошагово осуществляется проверка условия зарождения и развития трещин.

На рис. 1 представлены зависимости изменения линейных размеров графитовых блоков, полученные расчетами на прочность типовых узлов и деталей из графита уран-графитовых канальных реакторов НГР-01-85 [7], анализ которых показал, что графит теряет свою прочность при $F \approx 16 \cdot 10^{21}$ нейтрон/см^2.

Учет ползучести дает несколько другие значения перемещений Δd внутреннего диаметра (рис. 2, 3) и существенное снижение напряжений, что снижает вероятность возникновения и роста трещин.

С учетом опыта эксплуатации было сделано предположение, что в блоке возникнут радиальные трещины. Поэтому в конечно-элементную сетку ввели пластины малой толщины, имитирующие трещины. Когда напряжения в них достигали предела прочности, модули упругости уменьшались в несколько раз. Данный прием использовали для модификации программы GRA3D, которую применяют при моделировании поведения графитового блока под тепловым и нейтронным облучением [4]. В результате были получены перемещения Δd точек внутреннего диаметра (см. рис. 2, 3) и распределения напряжений по графитовому блоку (рис. 4, см. обложку).

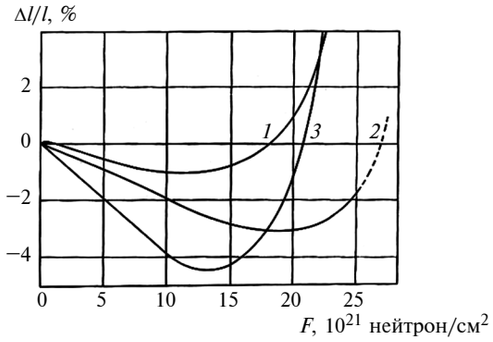


Рис. 1. Зависимости изменений линейных размеров ($\Delta l/l$) графита в перпендикулярном (*1*) и параллельном (*2*) направлениях относительно вырезки и объема ($\Delta V/V$) (*3*) от флюенса *F* (штриховая линия — прогноз)

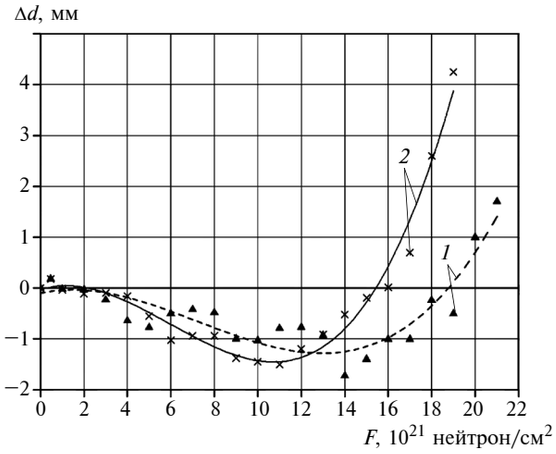


Рис. 2. Зависимости перемещений Δd от флюенса нейтронов в радиальном направлении с учетом (*1*) и без учета (*2*) ползучести

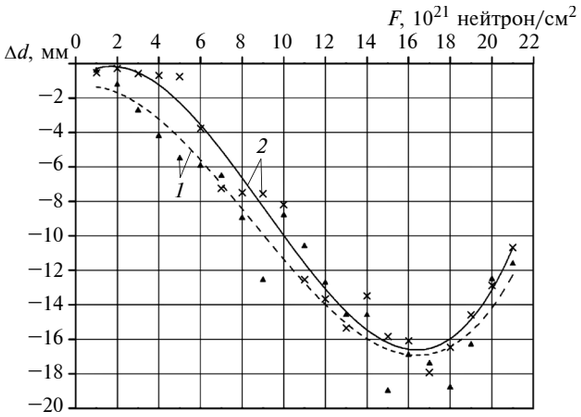


Рис. 3. Зависимости перемещений Δd от флюенса нейтронов в вертикальном направлении с учетом (*1*) и без учета (*2*) ползучести

Анализ рис. 2 и 3 показал, что без учета ползучести потеря прочности ($\Delta d = 0$) наступает при $F = 16 \cdot 10^{21}$ нейтрон/см^2. Это показано и в работе [7]. А при учете ползучести этот момент наступает при $F = 19 \cdot 10^{21}$ нейтрон/см^2. Таким образом, при учете ползучести момент потери прочности наступает позднее, а значение максимальной усадки в радиальном направлении снижается незначительно.

На рис. 4, *а—в*, представлены результаты моделирования графитового блока при F = 3; 7; $10 \cdot 10^{21}$ нейтрон/см^2.

Таким образом, учет ползучести при моделировании НДС графита значительно изменяет физическую модель, однако позволяет получать более реальную картину, так как рассматриваемая задача охватывает значительный временной интервал и при больших сжимающих или растягивающих напряжениях, но при отсутствии релаксации модель оказывается нестабильной.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **О природе** радиационной ползучести графита: Конструкционные материалы на основе графита / П. А. Платонов, Ю. С. Виргильев, А. Л. Зайцев и др. Т. 6. И. Металлургия, 1971. 70 с.
2. **Малинин Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975. 399 с.
3. **Лихачев Ю. И., Пупко В. Я.** Прочность тепловыделяющих элементов ядерных реакторов. М.: Атомиздат, 1975. 278 с.
4. **Св.** о гос. регистрации программ для ЭВМ № 2011618428: GRA3D.
5. **Тимошенко С. П.** История науки о сопротивлении материалов с краткими сведениями из истории теории упругости и теории сооружений. М.: Гос. изд. техн.-теор. лит. 1957. 536 с.
6. **Сергеева Л. В.** Характерные особенности расчетного обоснования прочности элементов конструкций ядерных реакторов на стадии эксплуатации и при создании новых установок / Дис. ... д-ра техн. наук. Москва. 2007. 293 с.
7. **Нормы** расчета на прочность типовых узлов и деталей из графита уран-графитовых канальных реакторов НГР-01-90.1985. 255 с.

Ve0517.fm Page 47 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

УДК 623.526.6

А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН, Московский технологический университет), Е. А. ЛУКАШЕВ, д-р техн. наук (ОАО "Тураевское машиностроительное конструкторское бюро "Союз"), М. И. СИДОРОВ, канд. техн. наук (ФКП "НИИ Геодезия"), М. Е. СТАВРОВСКИЙ, д-р техн. наук (ФБУ "Научно-исследовательский центр по проблемам управления ресурсосбережением и отходами", г. Москва), e-mail: albagachiev@yandex.ru

Сопоставление трибохимической кинетики "внешнего" трения и основных положений адгезионной и молекулярно–механической теории трения

Выполнен сравнительный анализ кинетики "внешнего" трения и молекулярно-механической теории трения. Показано, что топохимическая кинетика адгезионного схватывания находится в начальной стадии построения и требует разработки методов расчета с использованием экспериментальных данных.

Ключевые слова: коэффициент трения, адгезия, деформация, топохимическая кинетика, схватывание.

The comparative analysis of kinetics of external friction and molecular-mechanical friction theory is performed. It is shown, that top-chemical kinetics of adhesion seizure is at the initial stage of the design and requires development of analysis methods using experimental data.

Keywords: friction coefficient, adhesion, deformation, top-chemical kinetics, seizure.

В молекулярно-механической теории трения существует постулат — адсорбированные на рабочих поверхностях пленки и прослойки смазочного материала (СМ) образуют третье тело. Данные пленки, взаимодействуя с твердыми телами, изменяют свойства их поверхностных слоев, что обусловлено эффектом адсорбционного понижения прочности (эффект Ребиндера) или эффектом избирательного растворения части компонентов твердого раствора (эффект Гаркунова—Крагельского). Предполагается, что третье тело состоит из нескольких слоев: первый — граничная пленка толщиной от 2 нм (мономолекулярная) до 0,1 мкм (полимолекулярная), которая может быть адсорбированной, а при высоких температурах — хемосорбированной; второй — пленки химических соединений (оксиды, сульфиды, хлориды, фосфиды); третий — тонкий разрыхленный материал основы.

Важнейшей характеристикой [1] является отношение сдвигового сопротивления τ третьего тела к сдвиговому сопротивлению основы. Деформация сдвига будет наибольшей при наименьшем сопротивлении приложенному напряжению. Считается, что в режиме граничного смазывания сдвиг происходит в граничных пленках СМ; при трении без СМ на воздухе (в адсорбированных или хемосорбированных пленках); при трении без СМ в разряженной среде (в пленках оксидов и других химических соединений). При этом не предполагается, что поверхность фрикционного контакта строго плоская. Так как реальные поверхности имеют шероховатость при граничном смазывании, сдвиг может происходить и в граничных пленках СМ, адсорбированных и хемосорбированных пленках, в пленках оксидов и других химических соединений. Однако наибольшие сдвиги имеют место в сварных мостиках, обусловленные разрушением ядер адгезионного схватывания. Все сдвиговые процессы во многом зависят от геометрии поверхности, нагрузки и физико-химических свойств контактирующих материалов. Все процессы в совокупности составляют сложный процесс трения.

Несмотря на то что в молекулярно-механической теории трения, представленной в работе [1], принимается факт образования сварных мостиков, основное значение отводится поверхностным пленкам, а процессы их изменения определяют особенности процесса трения конкретного трибологического соединения.

При наличии в СМ поверхностно-активных веществ (ПАВ) или химически активных веществ (ХАВ) образуются граничные смазочные пленки. Вязкость этих пленок, как правило, выше вязкости СМ. Это характерно для олеиновой и стеариновой кислот, молекулы которых в результате адсорбции ориентируются перпендикулярно поверхности

твердого тела. Вещества, входящие в состав СМ (например, диэтилсебацинат), молекулы которых ориентируются параллельно поверхностям элементов трибологического соединения, снижают вязкость в пристенном слое СМ.

Увеличение молекулярной массы пленки снижает коэффициент трения в результате повышения заполнения адсорбированного слоя, что определяется концентрацией активных веществ в СМ. При сложном режиме трения роль граничных смазочных пленок, образованных полярными органическими молекулами, уменьшается, а роль оксидных пленок возрастает. Влияние оксидных пленок на коэффициент трения неоднозначно. В отсутствие СМ оксидные пленки большой толщины увеличивают коэффициент трения, а при малой толщине коэффициент трения снижается.

Контактирующие поверхности имеют участки с разными физическими и химическими свойствами (энтальпия адсорбции атомов и молекул, энергия активации образования и разрыва химических связей и т. д).

Чем больше фактическая площадь E_F контакта (сумма контактирующих участков), тем больше сила F трения в сопряжении. Плотность распределение фактически контактирующих участков по размерам описывается бета-распределением. Изнашивание при трении (поверхностное разрушение) во многом зависит от площади E_F, так как она определяет величину наиболее нагружаемых поверхностных слоев.

Фактическая площадь E_F контакта формируется в результате смятия отдельных неровностей поверхности при нагружении, следовательно, чем больше контактная деформация, тем больше E_F.

При фактическом контакте локальных участков сопряженных поверхностей значительная часть поверхностной энергии высвобождается. Так, поверхностная энергия на границе металл—воздух составляет ≈1 кДж/м^2, а в зоне контакта — не более 0,02÷0,03 кДж/м^2. При этом высвобождающаяся энергия на порядок больше энергии, необходимой для плавления металла, которая составляет 100 кДж/моль, а энтальпия плавления — 10 кДж/моль. Поэтому на участках фактического контакта образуются адгезионные сварные мостики.

Для анализа механизма трения важен характер разрушения адгезионной связи, происходящего по месту образования связи (адгезионное) или на некоторой глубине (когезионное). Прочность адгезионной связи зависит от скорости нагружения: при изменении скорости нагружения в 2 раза прочность связи изменяется в 3 раза [2]. Молекулярные связи создают сопротивление в нормальном и тангенциальном направлениях. При отрыве одной поверхности от другой по нормали молекулярные связи разрушаются, а при их сдвиге происходит рекомбинация — одновременно с разрушением происходит формирование новых связей, т. е. совершается процесс перемещения или течения.

Трение представляет собой процесс деформирования тонких поверхностных слоев контактирующих тел и сопровождается разрывом мостиков между пленками или разрушениями на глубине, если прочность мостика больше прочности находящегося ниже слоя.

Разделение процессов трение на "внешний" и "внутренние" процессы отражает классификация нарушений фрикционных связей: 1) микрорезание; 2) пластическое оттеснение материала; 3) упругое оттеснение материала; 4) адгезионное разрушение схватывающихся пленок; 5) когезионное разрушение основного материала. Адгезионное разрушение является внешним процессом трения, а остальные относятся к внутренним.

Структурные изменения в поверхностном слое металла определяют разориентированную или ориентированную ячеистую структуры, последняя развивается по мере увеличения циклов деформирования. В монокристаллическом железе сначала образуются неустойчивые скопления дислокаций, формирующие структуру ячеек. С увеличением циклов нагружения данная структура распространяется на более глубокие слои, при этом с увеличением глубины увеличиваются размеры ячеек. Стенки ячеек перпендикулярны направлению трения и являются барьерами для движения дислокаций. По мере приближения к поверхности они становятся концентраторами напряжений и могут стать зародышами микротрещин, а при циклическом нагружении — причиной усталостного изнашивания. На поверхностях пары трения может образовываться стекловидный материал (метастабильное состояние). Структурные изменения могут привести к образованию пленок дисперсной структуры, которые не имеют дислокаций и характеризуются сочетанием развитых межфазных границ, на которых кристаллическая решетка разрушена до аморфного состояния с кристаллическими микроучастками. Структурообразование имеет три этапа: 1) диспергирование поверхностных слоев; 2) тончайшее перемешивание диспергированного материала; 3) спекание диспергированного материала в компактные вторичные структуры при температурах на сотни градусов меньше, чем номинальная температура спекания вне контакта.

Изменения состояния пленок на поверхности связаны с адсорбцией, хемосорбцией, образованием пленок химических соединений, переносом трущихся материалов на контрповерхность избирательным переносом при трении в среде ПАВ, трибополимеризацией. Различают внешний и внутренний адсорбционные эффекты. Внешний эффект приводит к пластифицированию поверхностного слоя и адсорбционному снижению прочности. Он обусловлен легким выходом дислокаций на

Ve0517.fm Page 49 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

поверхность. Внутренний эффект снижает поверхностную энергию и обусловлен миграцией атомов ПАВ путем поверхностной диффузии по дефектам решетки.

В результате взаимодействия поверхностных слоев твердых контактирующих тел, СМ и газовой среды при трении образуются пленки вторичных структур двух основных видов (и имеется большое число промежуточных) [3]: сверхпластичные, которые легко перемещаются по поверхностям трения (твердые растворы окислителей), и более прочные, хрупкие и менее пластичные химические соединения нестехиометрического состава, входящие в состав контактирующих материалов. Поверхности с пленками первого вида геометрически гомогенные со слабовыраженным субмикрорельефом и пониженной смачиваемостью СМ. Поверхности с пленками второго вида — гетерогенные на субмикроуровне с выглаженными участками и участками нарушенной пленки с повышенной смачиваемостью СМ.

Пленки вторичных структур, как правило, находятся в ультрадисперсном состоянии и характеризуются большим запасом свободной энергии, что не свойственно стабильному состоянию материалов. Вне контакта такие структуры рекристаллизуются. Устойчивость их при трении обеспечивается непрерывно повторяющимися импульсами нагружения и диффузией окислителей, которые создают барьеры для рекристаллизации, а также наличием атомов примесных веществ, не образующих равновесные твердые растворы с основным металлом.

Одним из значимых факторов для трения является поверхностное натяжение на границах раздела фаз в зоне контакта. Поверхностное натяжение твердых тел, как правило, связывают с избыточной потенциальной энергией поверхностных атомов и кинетической энергией электронного газа в поверхностном слое.

Диссипация энергии при внешнем эффекте трения обусловлена преодолением молекулярного взаимодействия (адгезией) и деформированием поверхностного слоя (когезией). Коэффициент f трения включает в себя молекулярную (f_{mol}) и механическую (f_{mech}) составляющие. Первая локализуется на глубине 0,01 мкм, вторая — в поверхностном слое толщиной 0,1 мкм и более. Поэтому процесс трения будем считать аддитивным: $f = f_{\text{mol}} + f_{\text{mech}}$.

Отношение составляющих коэффициента трения для разных материалов имеет разное значение: для резины $f_{\text{mol}}/f_{\text{mech}} = 1$, для полимеров — 10, для металлов — 100 [1].

Важным показателем, оценивающим молекулярную составляющую трения, является отношение $\tau/\sigma_{\text{т}}$, где τ — сдвиговое сопротивление молекулярной связи; $\sigma_{\text{т}}$ — предел текучести основного материала.

Для молекулярного трения предлагается выражение [2]

$$\tau = \tau_0 + k_{\text{т}} p_{\text{ф}},$$

где $k_{\text{т}}$ — пьезокоэффициент молекулярной составляющей трения; $p_{\text{ф}}$ — фактическое давление.

Третье тело при трении оказывает существенное влияние на τ и $\sigma_{\text{т}}$. Оксидные пленки повышают предел текучести кристаллических тел. Это обусловлено проникновением оксида в микротрещины, диффузией кислорода в кристаллы при деформации, затруднениями отражения и выхода дислокаций, затруднением скольжения на границах кристалла, блокировкой источников Франка—Рида [4]. Повышение температуры до некоторой величины мало влияет на τ и $\sigma_{\text{т}}$, однако выше этой температуры, как правило, наблюдается снижение данных показателей.

По результатам экспериментальных исследований предложена корреляционная формула [5]

$$f_{\text{mol}} = k_1 + \frac{k_2}{h_0/h_{\text{к}}},$$

где $h_{\text{к}}$ и h_0 — протяженности выступов и впадин в направлении скольжения; k_1 и k_2 — коэффициенты, определяемые используемым СМ при данном режиме трения.

Механическая составляющая трения в установившемся режиме характеризуется гистерезисными потерями ввиду неравновесности вязкоупругого передеформирования материала на участках фактического касания [6]. Степень неравновесности данного процесса, а следовательно, и гистерезисные потери зависят от соотношения периодов релаксационных процессов в среде и нагруженого материала.

Основными показателями, определяющими f_{mech}, являются коэффициент k_G гистерезисных потерь и отношение D/r, где D — глубина внедрения единичной неровности, смоделированной сферой с радиусом r.

Предложены формулы f_{mech} [7, 8], в которых механическая составляющая коэффициента трения пропорциональна величине $(D/r)^{1/2}$.

Единого мнения о влиянии нагрузки на коэффициент трения до настоящего времени нет [1]. Противоречивость полученных результатов объясняется разными условиями проведения экспериментов. Если контакт сосредоточенный, то при пластическом деформировании и достаточном количестве СМ коэффициент f приблизительно пропорционален $N^{1/2}$. При упругом деформировании данная связь слабее, еще более слабее данная зависимость при малой площади контакта. При достаточном количестве СМ коэффициент f пропорционален N^j, причем при упругом деформирова-

Ve0517.fm Page 50 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

нии $j = \frac{1}{5} \div \frac{1}{7}$, при пластическом деформировании $j = \frac{1}{4} \div \frac{1}{6}$.

При значительно волнистых поверхностях трения коэффициент f практически не зависит от нагрузки. При этом существуют зависимости: $p_к = F(N^j)$, где $p_к$ — контактное давление; N — нагрузка по нормали; $j < 1$ и $f = F(p_к^g)$, где $q < 1$.

Характер зависимости $f = F(N)$ определяет скорость скольжения: при скоростях в диапазоне $10^{-5} \div 10^{-2}$ м/с данная зависимости имеет убывающий характер, при скоростях меньше 10^{-5} м/с и больше 10^{-2} м/с — возрастающий.

Можно выделить два основных фактора, определяющих "внешнее" трение: наличие участков непосредственного касания, возникающих в результате взаимного внедрения и деформирования микронеровностей при приработке пары трения; формирование на данных участках сварных мостиков, которые сопровождаются большими локальными давлениями на участках фактического касания. Они велики даже при малой нагрузке, так как мала фактическая площадь $E_ф$. Так как микровыступы располагаются на разных уровнях, при повышении нагрузки они последовательно вступают в контакт, и увеличение площади $E_ф$ происходит в основном в результате увеличения числа участков фактического касания, а не их размера.

Работоспособность трибосопряжения будем определять таким показателем, как число антифрикционности, т. е. суммой двух составляющих коэффициента трения:

$$H_{аф} = \frac{D}{r} + \frac{\tau}{\sigma_т}.$$

Увеличение $H_{аф}$ может привести к нарушению порога "внешнего" трения и развитию контактных повреждений. Если это связано с увеличением D/r, то имеет место режим микрорезания, если увеличением $\tau/\sigma_т$, то имеет место режим схватывания. Критическая величина данного параметра $H_{аф} \approx 2$, который зависит от свойств материала и термообработки.

Основным отличием "внешнего" трения является локализация процессов, порождающих сдвигающую силу в тонком поверхностном слое, поэтому необходимо пониженное сдвиговое сопротивление на поверхности твердого тела. Это сформулировано в правиле положительного градиента механических свойств, согласно которому у поверхности сдвиговая прочность должна быть ниже, чем в прилегающем поверхностном слое. Этот положительный градиент можно реализовать четырьмя способами: 1) нанесение покрытий и смазочных пленок; 2) формирование защитных пленок из окружающей среды в процессе трения; 3) разрыхление поверхностного слоя; 4) повышение твердости подложки.

Трение, как правило, рассматривается как процесс, не зависящий от времени [1], а предложенные модели фрикционного взаимодействия являются квазистатическими. Переменная времени не входит в формулы коэффициента трения, силы трения, фактических площади контакта и давления, теплофизических параметров материалов пары трения и СМ. Для описания реологических свойств контакта необходимо учитывать временны́е характеристики, что подтверждается вышеизложенной молекулярно-механической теорий трения, в которой основное внимание уделяется процессам образования и разрушения поверхностных пленок, а не образованию и последующему разрушению сварных мостиков. В теории же адгезионного трения с формализацией топохимической кинетики время входит в кинетические зависимости, которые отражают влияние скорости скольжения на силу трения или при постоянной нагрузке на коэффициент трения, а также описывают процесс формирования адгезионных ядер схватывания (сварных мостиков), для разрушение которых требуется внешняя энергия, при этом расход энергии фиксируется как сопротивление, т. е. сила трения. Однако разница подходов не исключает использование для совершенствования математических моделей трибохимической кинетики характерные величины, введенные для учета особенностей контактирующих материалов.

Для оценки реологии контакта в общем случае различают шесть временных интервалов: четыре на микроуровне и два на макроуровне [1].

1. Среднее время существования участков фактического касания (или средняя продолжительность элементарного контактирования): $t_к = \frac{h_к}{v}$, где $h_к$ — средняя протяженность участков фактического касания в направлении скольжения. Это время наибольшего силового и теплового воздействий на материалы в зоне трения, которое обусловливает процессы изнашивания третьего тела.

2. Среднее время между фактическими касаниями двух последовательных участков: $t_R = \frac{h_R}{v}$, где h_R — среднее расстояние между участками фактического касания в направлении скольжения. Это время сорбционных химических процессов и охлаждения между тепловыми импульсами, которые обусловливают регенерацию третьего тела.

3. Среднее время изнашивания пленки: $t_H \approx \frac{h}{v_H}$, где h — толщина пленки; v_H — средняя скорость ее изнашивания вследствие десорбции, механичес-

кого истирания, механохимических и других процессов.

4. Среднее время регенерации пленки: $t_в \approx \frac{h}{v_в}$, где $v_в$ — средняя скорость регенерации (адсорбция, растекание, диффузия и др.).

5. Время контакта номинальной площади: $t_н = \frac{h_н}{v}$, где $h_н$ — протяженность в направлении скольжения зоны номинального контакта двух твердых тел (или номинальный путь трения).

6. Время между двумя последовательными циклами номинального контакта: $t_D = \frac{h_D}{v}$, где h_D — путь до очередного номинального контакта.

Параметр t_D имеет место только при циклических контактах. Параметры $t_к$ и t_R определяются микрогеометрией контакта и скоростью в тангенциальном направлении, $t_н$ и $t_в$ — микрогеометрией и скоростями в нормальном направлении.

Граничные пленки обладают ярко выраженными реологическими свойствами. Изнашивание адсорбированных пленок обусловлено десорбцией [9]. Регенерация пленок и изнашивание характеризуются определенной кинетикой адсорбции [10]. Рассматривая неравновесное состояние граничной смазочной пленки, при котором плотность адсорбированного слоя существенно меньше максимальной, следует учитывать латентный период трения [4], который состоит из времени адсорбционного созревания слоя и времени молекулярной переориентации. Считается, что на ориентацию адсорбированных молекулярных слоев, как правило, требуется значительное время. Установлена зависимость латентного периода от фактического контактного давления, при больших давлениях данный период значительно сокращается. По мере увеличения толщины тонкой граничной пленки, т. е. числа молекулярных слоев, ее смазочная способность возрастает.

Динамическое равновесие изнашивания и регенерации пленок определяет нормальное трение. Трение, при котором изнашивание пленок (смазочных, адсорбированных, оксидных и др.) превалирует над регенерацией, приводит к контактированию ювенильных участков поверхностей, т. е. к так называемому "пленочному голоданию", условие которого определяется неравенством $v_н t_н > v_в t_в$.

Пленочное голодание следует отличать от "смазочного голодания". Однако и в том, и в другом случае условия трения ухудшаются в направлении от входа в контакт к выходу из него. Масляное голодание наблюдается при гидродинамическом и полужидком режимах смазывания применительно к объемным смазочным пленкам. Пленочное голодание возникает при граничном смазывании и в отсутствие СМ применительно к тонким пленкам на поверхностях.

Считается, что пленочное голодание имеет кумулятивный характер и, как правило, является результатом последовательного многократного накопления повреждений в третьем теле, т. е. результатом накопленной дефектности пленок. Предполагается также возможность пленочного голодания на отдельных участках касания вследствие разовой дефектности пленки.

При больших скоростях скольжения пленочное голодание является следствием десорбции пленок из-за фрикционного нагревания. Продолжительность температурной вспышки (время $t_к$) на несколько порядков больше, чем продолжительность пребывания адсорбированных молекул в контакте, что достаточно для их десорбции.

Предлагается константа равновесия адсорбции—десорбции:

$$K_E = \frac{\gamma_а \exp\left\{\frac{W_а}{R_г T}\right\}}{k_d (2\pi m_м k T)^{1/2}},$$

где $\gamma_а$ — вероятность адсорбции при столкновении частиц адсорбата с поверхностью; $W_а$ — энтальпия адсорбции; k_d — константа скорости десорбции; $m_м$ — масса молекулы.

Термодинамически необратимый характер процесса разрушения ядер адгезионного схватывания проявляется в том, что затраты энергии должны быть больше для обеспечения конечной скорости процесса, чем энергия, аккумулируемая поверхностями в форме избыточной поверхностной энергии. Это приводит к тому, что эндотермический процесс аккумулирования энергии перекрывается экзотермическим процессом диссипации энергии ввиду конечного значения движущей силы (тангенциального напряжения), требующейся для разрушения ядер адгезионного схватывания с конечной скоростью. Тот же ход рассуждений можно применить и для пластического передеформирования поверхностных слоев материала (внутреннее трение), и для вязкого течения СМ.

Нагревание может способствовать десорбции веществ защитных пленок, тем самым давая возможность ядрам адгезионного схватывания покрыть большую часть пятна контакта, что вызовет еще большее нагревание. Дальнейшее развитие процесса может привести к временному динамическому равновесию (нормальный режим трения) или к негативному его развитию, которое будет сопровождаться нарастающим схватыванием, заеданиями и образованием задиров.

Для описания пленочного голодания целесообразно использовать вероятностный подход, так как

Ve0517.fm Page 52 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

фрикционное взаимодействие имеет стохастический характер.

Вероятность $\gamma_к$ контакта через смазочную пленку на k-м участке касания при повышенных скоростях скольжения зависит от отношения времени t_R отдыха к времени $t_в$ регенерации, а при пониженных скоростях скольжения — от отношения времени $t_н$ изнашивания к времени $t_к$ существования контакта, т. е. если $\frac{t_R}{t_в} \gg 1$ или $\frac{t_{Hн}}{t_к} \gg 1$, то $\gamma \to 1$; если $\frac{t_R}{t_в} \ll 1$ или $\frac{t_н}{t_к} \ll 1$, то $\gamma \to 0$. Характер пленочного голодания во втором случае может быть разным, а именно лавинообразным при $\frac{t_R}{t_в} < 1$ и периодическим при $\frac{t_н}{t_к} < 1$. Отношения $\frac{t_R}{t_в}$ или $\frac{t_н}{t_к}$ определяют состояние фрикционной системы и являются критериями направлений протекающих в ней процессов. Предполагается, что для аналитического представления γ можно использовать выражение, аналогичное уравнению Кингсбюри для случая физически адсорбированной пленки:

при повышенных скоростях:

$$1 - \gamma = \exp\left\{-\frac{t_R}{t_в}\right\} = \exp\left\{-\frac{h_R}{h}\frac{v_в}{v}\right\};$$

при пониженных скоростях:

$$1 - \gamma = \exp\left\{-\frac{t_н}{t_к}\right\} = \exp\left\{-\frac{h}{h_к}\frac{v}{v_н}\right\}.$$

Как правило, участки фактического контакта по очертанию близки к эллипсу, большая ось которого совпадает с направлением движения. Допускается в расчетах принимать их круглыми.

Параметры $v_в$ и $v_н$ зависят от свойств пленок, покрывающих трущиеся поверхности. При граничном смазывании они зависят в основном от свойств смазочных слоев, расположенных непосредственно на поверхности и состоящих из ориентированных в поле твердого тела молекул, а также примыкающих к ним неполяризованных слоев, а при сухом трении на воздухе — свойствами адсорбированных и хемосорбированных пленок, состоящих из молекул газов окружающей среды, органических примесей и т. д., при трении в разряженной среде без СМ — свойствами ранее образовавшихся оксидных пленок, состоящих в основном из химических соединений металла и примесей с кислородом.

Во фрикционном контакте процессы в разных пленках взаимосвязаны. Так, окислительный процесс в системе из двух металлических тел (Me) в углеводородной среде (RH) с растворенным кислородом (O_2) представляет собой трехстадийную химическую реакцию:

1) образование радикала адсорбцией или хемосорбцией:

$$\mathrm{Me + RH \Leftrightarrow MeR\ H};$$

2) присоединение кислорода к комплексу "металл — углеводородный радикал" и образование тройного комплекса:

$$\mathrm{MeR\ H + O_2 \Leftrightarrow MeOOR};$$

3) разрушение комплекса с образованием частиц изнашивания и продуктов окисления СМ:

$$\mathrm{MeOOR \to Me} + P,$$

где P — продукты реакции.

В случае регенерации оксидных пленок величина $v_в$ определяется скоростью $v_{ок}$ окисления, и предполагается, что окисление — процесс двухстадийный: 1) в результате хемосорбции кислорода металлической поверхностью окисление идет островками в отдельных активных центрах поверхности; 2) образуется кристаллическая фаза оксидов.

Первичная оксидная пленка на поверхности образуется практически мгновенно по принципу кристаллохимического соответствия (эпитаксия), т. е. кристаллы оксида стремятся повторить ориентацию и структуру кристаллов металла, на которых они развиваются. Считается, что вследствие различия постоянной кристаллической решетки оксида и металла пленки препятствуют дальнейшему доступу свободного кислорода к металлу. Чтобы обеспечить дальнейший рост пленки оксида, ионы металла должны выйти на поверхность; процесс выхода — электрический или диффузионный. При холодном окислении металлов образуется пленка толщиной 3÷5 нм.

Зависимость скорости $v_{ок}$ окисления от температуры поверхности определяет выражение

$$v_{ок} = k_1 \exp\left\{-\frac{k_2}{T}\right\}.$$

Трение резко интенсифицирует процесс окисления. На углеродистой стали трение увеличивает пленку оксида в 200 раз по сравнению с низкотемпературной пленкой на недеформированной поверхности. Соответственно, увеличивается и скорость окисления. Время образования мономолекулярной оксидной пленки при трении на воздухе составляет $t_{ок} \approx (1 \div 4)10^{-3}$ с.

При регенерации жидких смазочных слоев $v_в$ определяется скоростью v_L растекания, которая при ограниченном смачивании характеризуется производной краевого угла по времени, при полном смачивании — скоростью перемещения линии смачивания.

При растекании воды и полярных жидкостей по стали происходит опережающее основную массу жидкости течение тонкого первичного слоя. Считается, что толщина первичного слоя составляет не более радиуса действия сил молекулярного притяжения, а толщина вторичного слоя достигает нескольких микрометров. Предложено два механизма образования первичного слоя: перенос молекул жидкости через газовую фазу и поверхностная диффузия молекул жидкости по поверхности твердого тела.

Различают два режима растекания: кинетический, при котором сопротивление растеканию сосредоточено у линии смачивания, и гидродинамический, при котором сопротивление имеет место во всем растекающемся объеме. Как правило, растекание происходит в первые $10^{-2} \div 10^{-3}$ с, т. е. за время t_R в кинетическом режиме, а затем в гидродинамическом.

Скорости растекания:

при ограниченном смачивании:

$$v_L = k_B P_L(\cos\theta_E - \cos\theta_D);$$

при полном смачивании:

$$v_L = k_A(P_S - P_{SL} - P_L),$$

где k_A и k_B — коэффициенты пропорциональности; P_L и P_S — силы поверхностного натяжения на границе со средой соответственно жидкости и твердого тела; θ_E и θ_D — равновесный и динамический краевые углы смачивания; P_{SL} — поверхностное натяжение на границе твердого тела с жидкостью.

На основании теории абсолютных скоростей реакций получено выражение скорости растекания [46]:

$$v_L = Jh_A \exp\left\{\frac{P_L}{n_A kT}(\cos\theta_E - \cos\theta_D)\right\},$$

где J — разность интенсивностей прямого (J_A, адсорбция) и обратного (J_D, десорбция) процессов переноса молекул жидкости на поверхность раздела "твердое тело — среда" вблизи линии смачивания; h_A — среднее расстояние между центрами адсорбции; n_A — число центров; k — постоянная Больцмана.

Интенсивность (поток), определяемая числом молекул в единицу времени, проходящих через единицу линии смачивания, имеет вид:

$$J = \frac{kT}{k_{PL}} G\left[\frac{1}{G_A}\exp\left\{-\frac{E_A}{kT}\right\} - \frac{1}{G_L}\exp\left\{-\frac{E_L}{kT}\right\}\right],$$

где k_{PL} — постоянная Планка; G, G_A и G_L — свободные энергии молекул соответственно в активированном (промежуточном) состоянии, адсорбированном и жидкой фазе; E_A и E_L — энергии активации прямого и обратного потоков.

На растекание влияет шероховатость твердой поверхности. Смазочные материалы и жирные кислоты на полированной стали образуют конечный краевой угол, а на шероховатой поверхности — неограниченно растекаются. Течение вдоль канавок происходит быстрее, чем по гладкой твердой поверхности [11]. Растекание может сопровождаться другими процессами: растворением веществ твердого тела в жидкости, диффузией компонентов жидкой фазы в твердое тело, адсорбцией ПАВ на межфазных границах, испарением, химическими реакциями, кристаллизацией.

На ювенильных участках поверхности трения из газовой или жидкой фаз адсорбируются молекулы газа или жидкости. Так, молекулы жирных кислот фиксируются карбоксильными группами на активных центрах твердой поверхности и располагаются под углом ≈90°. Следующий слой молекул наращивается на первый так, что активные концы молекул располагаются в одной плоскости. Увеличение поверхностной концентрации адсорбата приводит к насыщению адсорбционного слоя, который может быть моно- или полимолекулярным. Как правило, монослои адсорбатов образуют упорядоченные островки при низком насыщении и могут изменять структуру с увеличением насыщения.

Изнашивание и регенерацию пленок предлагается рассматривать как кинетические процессы. Подход теории кинетических процессов нашел применение для описания не только химических реакций, но и механизмов текучести, разрушения, усталости и ползучести твердых тел [12]. Скорости таких процессов определяются уравнением Аррениуса. Скорость формирования и скорость разрушения сварных мостиков на участках фактического касания трущихся поверхностей при трении скольжения в отсутствие СМ представлены зависимостями:

$$v_F = k_Y k_F \exp\left\{-\frac{E_F}{RT_F}\right\};$$

$$v_U = k_U \exp\left\{-\frac{E_U}{RT_U}\right\},$$

где k_Y, k_F, k_U — эмпирические предэкспоненциальные множители; E_F и E_U — энергии активации процессов регенерации и изнашивания; T_F и T_U — температуры процессов регенерации (равна температуре поверхности в зоне трения) и изнашивания (равна сумме температуры поверхности и температуры вспышки на участках фактического касания).

Коэффициент, учитывающий потерю работоспособности пленки в процессе трения, имеет вид:

$$k_Y = k_{Y0}\exp\{-k_{Y1}C_{\text{а.в}}\},$$

где k_{Y0} и k_{Y1} — константы; $C_{\text{а.в}}$ — концентрация в пленке активных веществ.

Энергия активации процесса пленочного голодания представляет собой разницу

$$E_{\text{ПГ}} = E_U - E_F.$$

Разработан метод определения $E_{\text{ПГ}}$ по тангенсу угла наклона линеаризованного графика зависимости $\ln\frac{L_0}{L_k}$ от $\frac{1}{T}$. Данный метод применим в тех случаях, если температуру в зоне трения не измеряют, а контролируют только коэффициент трения при изменении отношения $\frac{L_0}{L_k}$ (методики расчета температур приведены в работе [13]).

Определение констант скоростей разрушения пленок и их регенерации является основной задачей исследования смазочных сред при граничном смазывании. Для их определения используют аппарат формальной химической кинетики. Предполагается, что в данной модели процесса трения в углеводородных смазочных средах основной химической реакцией является окисление с участием молекулярного кислорода, а конкурирующей реакцией — взаимодействие металла с присадками. Исследованные продукты изнашивания представляли собой неорганические соединения металла. Поэтому в модели было принято, что изнашивание происходит в результате разрушения вторичных структур. Однако предполагается, что при определенных условиях трения изнашивается непосредственно металл подповерхностных слоев, а отделившиеся металлические частицы практически мгновенно образуют в зоне трения неорганические соединения [1].

Для относительной скорости v_{UF} изнашивания третьего тела (отношение скоростей изнашивания в растворе присадки и в базовом СМ), которая рассматривается как результирующая скорости v_U изнашивания и скорости v_F регенерации, предложено уравнение

$$v_{UF} = 1 + \frac{k_F C^v_{\text{а.в}}(k_U - 1)}{k_F C^v_{\text{а.в}} + k_U} \times$$

$$\times \left[1 - \exp\left\{-k_U \frac{k_F C^v_{\text{а.в}} + k_U}{k_U C^v_{\text{а.в}} + 1} t\right\}\right].$$

При значительной продолжительности трения ($t \to \infty$) справедливо выражение

$$v_{UF} = 1 + \frac{k_F C^v_{\text{а.в}}(k_U - 1)}{k_F C^v_{\text{а.в}} + k_U}.$$

При большой концентрации активных веществ в пленке зависимость скорости изнашивания третьего тела имеет экстремум:

$$v_{UF} = \frac{1}{k_F C^v_{\text{а.в}}} + k_U - 1.$$

Сегодня теоретические исследования в трибологии основываются на разработках математических моделей и прецизионных экспериментах, позволяющих разделять эффекты трения и изнашивания. Открытие явлений водородного изнашивания, безызносного трения и избирательного переноса обеспечило технический прорыв во многих отраслях машиностроения. Ввиду сложности процессов трения перед специалистами производственных процессов, эксплуатации и сервисного обслуживания техники возникает необходимость в решении частных задач. Например, отсутствие обобщающего подхода не позволяет разработать теоретические положения по выбору материалов для пар трения и составов смазочных композиций по их основным физико-химическим характеристикам [14—16]. Это осложнено тем, что материаловедение — быстро развивающаяся наука, постоянно предлагает новые сплавы и материалы, освоение которых сдерживается значительной продолжительностью испытаний на трение и изнашивание. При этом современные теории трения и изнашивания базируются на эмпирических и полуэмпирических закономерностях, что ограничивает возможность их практического использования, так как в каждом конкретном случае требуется определение границ применимости этих зависимостей, а также экспериментального определения их коэффициентов. Поэтому стендовые испытания являются обязательным этапом необходимых научных исследований при опытно-конструкторских разработках и внедрении в производство.

Настоящее исследование показало, что физико-химическими анализами материалов пар трения и СМ нельзя однозначно определять параметры процессов трения и изнашивания. Деление процесса трения на сухое (ювенильное), граничное, смешанное и гидродинамическое является условным и не в полной мере обоснованным. Теории трибологии оперируют в основном механическими параметрами и эмпирическими зависимостями. В адгезионной и молекулярно-механической теориях прослеживается путь разделения эффектов внешнего и внутреннего трений. Физико-химическое обосно-

Ve0517.fm Page 55 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

вание, например, действия металлоплакирующих присадок включает в себя только качественное рассмотрение, что не дает возможности уменьшить объем триботехнического эксперимента. Математические модели трения, в частности, топохимической кинетики адгезионного схватывания находятся на начальном этапе построения и требуют разработки методов расчета с использованием экспериментальных данных.

В большей степени вопросы химических взаимодействий при трении и изнашивании решались на основании практических наработок. Отсутствие должного теоретического обоснования сдерживает развитие этой области, значительно тормозит научные разработки и их внедрение. Теоретическая трибология нуждается в прецизионных и надежных экспериментальных данных. Процессы, протекающие при изменении воздействия внешних и внутренних факторов, могут быть представлены в виде детерминированных или корреляционных зависимостей. Однако многообразие форм явлений, обусловливающих изнашивание материалов, определяет сложность построения математических моделей, прогнозирующих развитие данных процессов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Крагельский И. В., Гиттис Н. В.** Фрикционные автоколебания. М.: Наука, 1987. 184 с.
2. **Дерягин Б. В., Кротова Н. А., Смилга В. П.** Адгезия твердых тел. М.: Наука, 1973. 280 с.
3. **Поверхностная** прочность материалов при трении / Под ред. Б. И. Костецкого. Киев: Техника, 1976. 292 с.
4. **Ахматов А. С.** Молекулярная физика граничного трения. М.: Гос. изд-во физ.-мат. литературы, 1963. 472 с.
5. **Крагельский И. В., Гиттис Н. В.** Оценка фрикционных свойств тонких пленок смазочных материалов // Докл. АН СССР. 1982. Т. 265. № 5. С. 1125—1127.
6. **Теодорович Э. В., Добычин М. Н.** Гистерезисные потери при трении // Трение и износ. 1980. Т. 1. № 5. С. 824—830.
7. **Михин Н. М.** Внешнее трение твердых тел. М.: Наука, 1977. 222 с.
8. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
9. **Боуден Ф. П., Тейбор Д.** Трение и смазка твердых тел. М.: Машиностроение, 1968. 543 с.
10. **Хольм Р.** Электрические контакты. М.: Иностранная литература, 1961. 464 с.
11. **Лозовский В. Н.** Надежность гидравлических агрегатов. М.: Машиностроение, 1974. 320 с.
12. **Екобори Т.** Физика и механика разрушения и прочности твердых тел. М.: Металлургия, 1971. 264 с.
13. **Чичинадзе А. В.** Расчет и исследование внешнего трения при торможении. М.: Наука, 1967. 231 с.
14. **Трибохимия** водородного износа / Е. А. Лукашев, М. Е. Ставровский, А. В. Олейник и др. Курск: КГТУ, 2007. 279 с.
15. **Лукашев Е. А., Ставровский М. Е.** К построению математических моделей технической диагностики узлов трения // Теоретические и прикладные проблемы сервиса. 2004. № 1 (10). С. 10—19.
16. **Албагачиев А. Ю., Зуев В. В.** Эффективные технологические методы обеспечения качества деталей машин. М.: МГУПИ, 2013. 123 с.

УДК 621.822.591

С. Н. ЯКОВЛЕВ, канд. техн. наук (Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого), e-mail: stannik59@mail.ru

Экспериментальное определение износостойкости подшипников скольжения из полиуретана

Дано описание экспериментальной установки для исследования интенсивности изнашивания твердых полиуретанов, применяемых в качестве конструкционного материала для подшипников скольжения. Получены зависимости интенсивности изнашивания от давления и скорости скольжения во фрикционном контакте полиуретана со стальной шлифованной поверхностью.

Ключевые слова: подшипник скольжения, полиуретан, интенсивность изнашивания, критерий мощности.

The description to the experimental assembly for research of wear intensity of hard polyurethanes, used as structural material for sliding bearings, is given. The dependencies of wear intensity from pressure and sliding rate in frictional contact of polyurethane with steel ground surface are obtained.

Keywords: sliding bearing, polyurethane, wear intensity, power criteria.

Для улучшения конструктивных, технологических и эксплуатационных качеств деталей в современном машиностроении весьма актуальна замена традиционного эластомера — резины, более совершенным современным полиуретаном. Перспективность полиуретанов обусловлена тем, что их свойства существенно дополняют возможности использования других эластомеров, каучуков, резин и пр.

По конструкционным и технологическим возможностям полиуретаны — наиболее универсальный полимерный материал. Полиуретан имеет высокие физико-механические свойства, большой диапазон твердости, эластичность, низкую истирае-

Ve0517.fm Page 56 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

мость, высокие прочность и сопротивление раздиру, маслобензостойкость, кислотостойкость и интервал рабочих температур −35÷+75 °С [1—3].

Цель данной работы — экспериментальное определение интенсивности изнашивания полиуретана в зависимости от нормального давления и скорости скольжения во фрикционном контакте со стальной шлифованной поверхностью, а также предельного критерия мощности для полиуретанов разной твердости. Полученные эмпирические выражения можно использовать в проектировочных расчетах подшипников скольжения, работающих в агрессивных средах.

В машиностроении для вращающихся валов и осей широкое распространение получили опоры скольжения, конструктивно выполняемые в виде радиальных подшипников, в которых действие нагрузки F на ось совпадает с радиусом r шипа поддерживаемой детали — вала *5* (рис. 1). Для уменьшения потерь на трение между поддерживаемой деталью и корпусом *4* опоры устанавливают вкладыш *2* из антифрикционного материала: в нашем случае — полиуретана. Принципиально традиционная опора скольжения представляет собой втулку или вкладыш из полиуретана, устанавливаемые в жестком, как правило, металлическом корпусе. Подшипники скольжения отличаются конструкциями вкладыша (сплошной или разъемный) и корпуса (неразъемный или разъемный). Использовали сплошной вкладыш и разъемный корпус подшипника, состоящий собственно из корпуса *4* и крышки *3*.

В состав полиуретана входит твердый смазочный материал, который по мере изнашивания вкладыша поступает в зону трения и сохраняется в ней в течение определенного времени. Микрогеометрия контакта данного со-

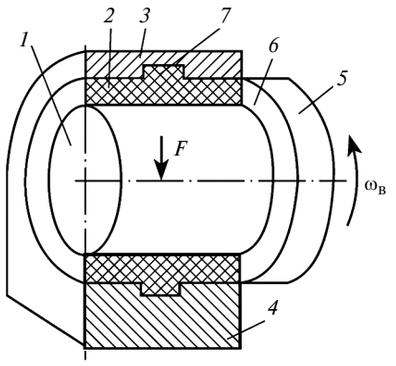


Рис. 1. Схема устройства опоры скольжения:

1 — шип; *2* — вкладыш; *3* — крышка; *4* — корпус; *5* — вал; *6* — торцевая поверхность вала; *7* — бурт

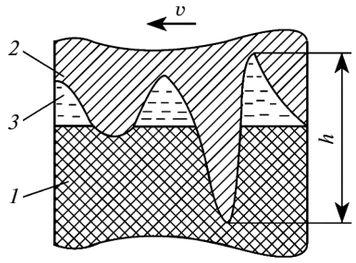


Рис. 2. Схема сопряжения "металлический вал — полиуретановый вкладыш" в условиях твердосмазочного режима:

1 — вкладыш; *2* — вал; *3* — жидкая смазка с частицами износа; *h* — высота микронеровностей

пряжения деталей показана на рис. 2. Если при нормальном усилии полиуретан заполняет микровпадины шероховатого металлического тела полностью, то его называют насыщенным. В случае ненасыщенного фрикционного контакта свободные микрообъемы заполняются продуктами изнашивания и влагой, всегда присутствующей в воздухе. При использовании твердосмазочного компонента в полиуретане вакантные микрообъемы служат его коллекторами.

Количественно процесс трения и сопровождающее его изнашивание характеризуют следующие параметры.

1. Коэффициент $\mu_{тр}$ трения скольжения — безразмерная фрикционная характеристика, которая делит полимерные материалы, в том числе и полиуретан, на два класса. Антифрикционными считаются полимеры с коэффициентом $\mu_{тр} \le 0{,}2$. Полимерные материалы с $\mu_{тр} \ge 0{,}3$ считаются фрикционными и используются в устройствах для передачи или замедления движения с использованием сил трения. Коэффициент трения полиуретана $\mu_{тр} = 0{,}08 \div 0{,}1$ зависит от его твердости: меньшие коэффициенты имеют более твердые полиуретаны.

2. Интенсивность изнашивания определяется отношения изменений линейного размера, массы износа или затрат энергии на процесс к пути L трения, называемого пробегом. Соответственно, различают интенсивность изнашивания: линейную — $J_h = \Delta h/L$; по массе — $J_g = \Delta g/L$; энергетическую — $J_w = \Delta A_{тр}/L$, где Δh и Δg — толщина и масса изношенного слоя; $\Delta A_{тр}$ — работа трения на пути L.

3. Износостойкость $I = 1/J$ — величина, обратная интенсивности изнашивания. Различают износостойкость линейную (безразмерная величина), массовую (м/мг) и энергетическую (м/Дж).

4. Силовые и кинематические параметры режима трения: нормальное давление $p = F/S$, МПа, и скорость скольжения v, м/с.

Произведение pv, Вт/м^2, — важная оценка практического применения полиуретана в подшипниках скольжения, работающих при определенной нормальной нагрузке и скорости скольжения. Каждый полимер, применяемый в качестве антифрикционного материала, характеризуется предельным критерием $[pv]$ мощности, определяемым в ходе экспериментального исследования.

Для экспериментального исследования выбрали полиуретан Vulkollan (далее Вулколлан) фирмы Bayer (Германия) твердостью 92 ShA, 95 ShA, 98 ShA который

Ve0517.fm Page 57 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

от большинства полиуретанов отличается тем, что для получения хороших механических свойств в него не вводят усиливающие наполнители. Одним из недостатков Вулколлана является невысокая гидролитическая стабильность, свойственная, впрочем, большинству конструкционных полиуретанов. Однако срок службы Вулколлана во влажной среде можно увеличить в 2 и даже в 3 раза, введя в него две объемные части карбодиимида Стабаксол.

Твердые марки Вулколлана имеют относительно низкие коэффициенты трения, но в некоторых случаях (в частности, в щелочной среде) для его применения требуются самосмазывающиеся материалы. В качестве антифрикционных наполнителей согласно работе [5] используют дисперсные порошки неорганических веществ, имеющих слоистую кристаллографическую решетку. К ним относятся графит, дисульфид молибдена (природный), диселениды и дихалькогениды металлов, а также нитрид бора, йодистый кадмий и др. Из органических продуктов используют фторопласт-4, полиэтиленовые воска, а также жидкие антифрикционные добавки. Часто используют композиции из нескольких антифрикционных наполнителей. Содержание наполнителей и добавок составляет от 1 до 15 %. Большее количество наполнителя приводит к быстрому снижению физико-механических свойств и износостойкости Вулколлана.

Заготовки для вкладышей из Вулколлана изготовляют методом реакционного литья в открытую форму. Компоненты материала — преполимер и отвердитель — разогревают до температуры 50÷55 °С в печи, в разовую тару заливают отвердитель и добавляют соответствующее количество преполимера. Затем в готовую композицию вводят две объемные части Стабаксола, четыре объемные части графита, три объемные части дисульфида молибдена и механически перемешивают в течение 2 мин. Ручное перемешивание не обеспечивает стабильные механические свойства.

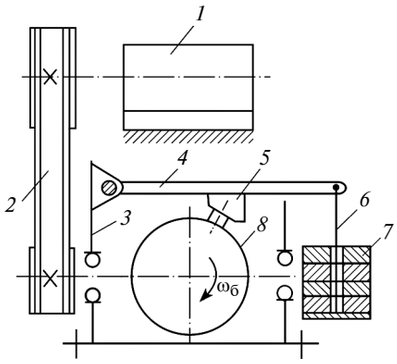


Рис. 3. Кинематическая схема установки: *1* — мотор-редуктор; *2* — клиноременная передача; *3* — корпус; *4* — рычаг; *5* — кронштейн с образцом; *6* — подвес; *7* — груз; *8* — барабан

Смесь заливают в заранее приготовленную подогретую форму не более чем через 1 мин после смешивания, затем форму помещают в печь для полимеризации при температуре 90÷110 °С на 8÷12 ч. По окончании полимеризации форму вынимают из печи, разбирают, вынимают заготовку и после охлаждения обрабатывают точением и шлифованием.

В настоящее время единственный надежный способ, позволяющий точно ответить на вопрос, каким будет износ полиуретанового вкладыша при эксплуатации, — проведение испытаний в условиях, точно воспроизводящих режим реального нагружения подшипника скольжения, который, как правило, определяется нормальным давлением p во фрикционном контакте и скоростью v скольжения вала относительно вкладыша.

Испытания полиуретановых образцов из Вулколлана проводили в заранее установленном диапазоне давлений p = 0,4÷1 МПа и скорости v = 1÷2 м/с, так как реальные вкладыши в гидроразбивателях бумажного производства, которые моделировали на экспериментальной установке, работают при p = 0,7 МПа и скорости v = 1,4 м/с.

Для исследования изнашивания полиуретановых образцов в режиме скольжения спроектировали и изготовили специальную экспериментальную установку барабанного типа с вращающейся наружной рабочей поверхностью [4]. В качестве двигателя использовали мотор-редуктор с асинхронным электродвигателем мощностью $P_{эл}$ = 1,1 кВт с регулируемой частотой вращения. Линейная скорость во фрикционном контакте стального шлифованного барабана с полиуретановым образцом из Вулколлана изменялась от 0,4 до 4 м/с, что соответствует скоростям работы технологического и транспортного оборудования. Кинематическая схема экспериментальной установки приведена на рис. 3.

При проектировании нагружающего устройства необходимо сделать выбор между нагружением с помощью пружин или с использованием силы тяжести от подвешенных грузов. Учитывая, что пружины не всегда надежны и в номинальную нагрузку легко вносятся погрешности, связанные, в частности, с влиянием температуры, выбрали нагружение образцов силой тяжести от подвешенных грузов. Для нагружения использовали рычаг *4* второго рода, на котором крепится кронштейн *5* с полиуретановым образцом для испытаний.

Чтобы минимизировать погрешности нагружения, экспериментально определили центр тяжести рычага в сборе с кронштейном. Эти данные использовали для построения тарировочных диаграмм, устанавливающих соответствие между величиной груза на подвесе *6* и нагрузкой, приложенной к образцу. При отсутствии грузов на подвесе нормальная нагрузка на образец со-

Ve0517.fm Page 58 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

ставляет $F = 60$ Н и распределяется по номинальной площади S контакта, очерченной размерами бегового барабана и испытуемого образца.

Полиуретановые образцы изготовляли в виде цилиндра диаметром 20 мм и высотой $h = 12$ мм (рис. 4). Половина высоты h образца используется для зажима в цанге, а половина подвергается непосредственно истиранию о поверхность барабана.

Номинальную площадь S контакта определяли по формуле

$$S = 2\pi \int_{\sqrt{R^2 - r^2}}^{R} \sqrt{1 + \dot{y}^2}\, y \mathrm{d}x =$$

$$= 2\pi \int_{\sqrt{R^2 - r^2}}^{R} \sqrt{1 + \frac{x^2}{R^2 + r^2}} \times$$

$$\times \sqrt{R^2 + r^2}\, \mathrm{d}x = 2\pi R \int_{\sqrt{R^2 - r^2}}^{R} \mathrm{d}x =$$

$$= 2\pi R\left(R - \sqrt{R^2 - r^2}\right).$$

При радиусе барабана $R = 73$ мм и радиусе образца $r = 10$ мм получили $S = 315$ мм^2.

Таким образом, при отсутствии грузов на подвесе в соответствии с тарировочной диаграммой нормальное давление составляет $p = F/S \approx 0{,}2$ МПа. Для получения $p = 0{,}4$ МПа груз на подвесе должен иметь массу $m_4 = 4{,}3$ кг, для $p = 0{,}6$ МПа — $m_4 = 8$ кг и т. д.

В соответствии с принятыми предельными значениями изменения нормального давления во фрикционном контакте зависимость износа полиуретанового образца исследовали при фиксированных значениях $p = 0{,}4$; 0,6; 0,8; 1 МПа. Скорость скольжения изменяли с помощью частотного преобразователя в электрической цепи испытательного стенда. Эксперименты проводили при фиксированных значениях скорости скольжения в контакте: $v = 1$; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2 м/с.

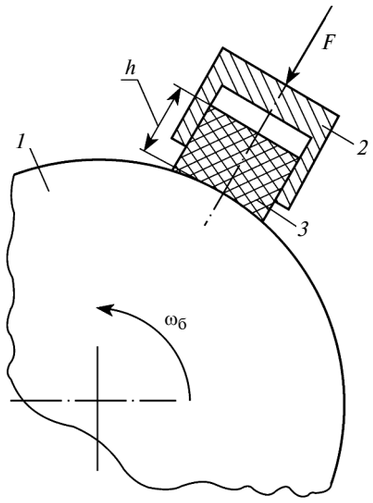


Рис. 4. Схема определения номинальной площади контакта:

1 — барабан; *2* — цанга; *3* — образец; *h* — высота образца

Таким образом, при проведении экспериментального исследования измеряли величину износа полиуретанового образца определенной твердости при разных давлениях и фиксированных значениях скорости скольжения в контакте и получили зависимости износа от давления. Аналогично провели серию экспериментов при фиксированном давлении в контакте и разных линейных скоростях.

В нашем случае исследование проводили для трех переменных с установлением зависимостей в заранее определенных пределах их изменения. Поэтому при обработке экспериментальных данных использовали факториальный анализ и устанавливали влияние каждой переменной на результат эксперимента в отдельности. Этот вопрос в статье подробно не рассматривается, но для детального ознакомления с ним можно рекомендовать работу Фишера [6]. За базу испытаний приняли пробег $L = 100$ км, что при скорости скольжения $v = 2$ м/с соответствует ≈ 14 ч испытаний.

Опытные полиуретановые образцы испытывали в три этапа. На первом этапе полиуретановую композицию с соответствующими антифрикционными добавками и добавками, предотвращающими его гидролитическую деструкцию, осторожно наливали в пробирки и помещали в печь для полимеризации. После полимеризации и охлаждения пробирки осторожно разбивали, полиуретан очищали от осколков стекла и нарезали на токарном станке образцы высотой 12 мм.

На втором этапе на опытном образце создавали сферическую поверхность радиусом $R = 73$ мм, точно соответствующую стальной шлифованной поверхности бегового барабана. Для этого на поверхность барабана эпоксидным клеем наклеивали шлифовальную шкурку зернистостью Р800 (ГОСТ 13344—79) с косым стыком (для уменьшения радиального биения). Опытный образец устанавливали в цанговом зажиме и без грузов на подвесе, при минимальном давлении $p = 0{,}2$ МПа включали вращение барабана. Через 2÷3 мин на конце образца образовывалась требуемая сферическая поверхность. Так изготовили несколько партий опытных образцов разной твердости.

На третьем этапе на экспериментальную установку помещали емкость с минеральным маслом, которое капельным способом подавали на шлифовальную шкурку, добиваясь требуемой шероховатости $Ra = 0{,}63 \div 0{,}32$ мкм сферической поверхности экспериментального полиуретанового образца. Учитывая, что изнашивается сферическая поверхность на высоту h (см. рис. 4), износ измеряли микрометром со сферической ножкой.

На основании испытаний полиуретановых образцов в режиме скольжения по стальной шлифованной поверхности получили зависимость линейного износа L_h от нормального давления p при скорости скольжения $v = 1$ м/с для

Ve0517.fm Page 59 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

полиуретанов твердостью 92 ShA, 95 ShA и 98 ShA (рис. 5).

Далее провели ряд экспериментов при разных линейных скоростях и получили аппроксимирующую зависимость линейного износа I_h от нормального давления p и скорости скольжения v для полиуретанов разной твердости:

$$I_h = [0{,}8 + 2{,}7p^{1{,}43} + 4{,}2(v - 0{,}2) + 0{,}1(98 - \mathrm{ShA})]10^{-8},$$

где ShA — твердость полиуретана по Шору.

Износ определили по формуле

$$h = I_h L.$$

В инженерной практике полиуретаны твердостью 92÷98 ShA, постоянно работающие в режиме скольжения, используют в качестве уплотнений и подшипников скольжения в химической, бумагоделательной и других отраслях промышленности благодаря их высокой химической стойкости [7]. При работе таких уплотнений и подшипников контртелом является, как правило, шлифованная стальная поверхность.

Проведенные исследования показали, что подшипники из полиуретана Вулколлан по износостойкости занимают промежуточное положение между известными антифрикционными материалами Тесаном и Эстераном. Испытания полиуретанов на износостойкость позволили определить предельный критерий мощности [pv] при трении по стальной шлифованной поверхности. Кроме того, при достижении предельной мощности с помощью термопары измеряли температуру поверхностей полиуретановых образцов разной твердости:

Твердость полиуретана ShA	92	95	98
Предельный критерий мощности [pv], МПа · м/с	0,65	0,85	0,95
Температура поверхности T, °C	50	47	43

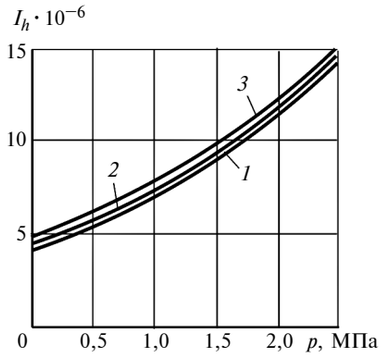


Рис. 5. Зависимости линейного износа I_h от давления p при скорости v = 1 м/с полиуретана твердостью 98 ShA (*1*), 95 ShA (*2*), 92 ShA (*3*)

Приведенные температуры примерно на 8÷10° меньше температур деструкции полиуретана, что можно объяснить следующим образом. При деструкции, например, внутри упругого обода экспериментального ролика разогревается весь объем полиуретана, тогда как при испытании полиуретановых образцов в режиме скольжения материал разрушается в нескольких наиболее нагруженных точках фрикционного контакта.

Отметим, что при достижении предельного критерия мощности под воздействием высоких температур в полиуретане разрываются макромолекулярные цепи и, как следствие, происходят химические реакции с выделением газообразных продуктов, о чем свидетельствует характерный запах горения. Кроме запаха, признаком предельного нагружения будут также частицы износа, представляющие собой скатки диаметром ≈0,3÷0,5 мм и длиной 3÷5 мм более темного цвета, чем исходный материал.

Таким образом, проведенные исследования позволили сделать следующие выводы:

интенсивность изнашивания при нормальном давлении имеет показательную зависимость, так как с повышением давления контактирующие поверхности сближаются и фактическая площадь контакта увеличивается;

с увеличением скорости скольжения интенсивность изнашивания возрастает линейно, что связано с нагревом поверхностного слоя и снижением прочности полиуретана;

с уменьшением твердости полиуретана интенсивность изнашивания увеличивается, так как меняется механизм изнашивания: у более мягких полиуретанов оно проходит интенсивнее с образованием скаток, для твердых полиуретанов характерен абразивный износ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Sheng Li.** Effect of Elastomer on Flame Retardancy, Thermal Degradation, and Mechanical Properties of Intumescent Flame-Retardant Polyethylene // Journal of Elastomers and Plastics. 2011. N. 43. P. 257—273.

2. **Manuel Valero F.** Polyurethane adhesive system from castor oil modified by a transesterification reaction // Journal of Elastomers and Plastics. 2012. N. 44. P. 433—442.

3. **Kahraman H., Haberstroh E.** Einfluss von aktiven Fullstoffen in Elastomeren auf den anisotropen Mullins-Effekt. Anisotroper Mullins-Effekt // Gummi. Fasern. Kunststoffe. 2014. N. 5. P. 296—298.

4. **Кислицин А. М.** Долговечность автомобильных шин в различных режимах движения. Н. Новгород: Волго-Вятское книжное изд-во, 1992. 223 с.

5. **Крыжановский В. К., Бурлов В. В.** Пластмассовые детали технических устройств. СПб.: Изд-во НОТ, 2014. 456 с.

6. **Fisher R. A.** Statistical Methods for Research Workers (12 th Ed.). Edinburqh & London // Oliver and Boyd. 1954. N. 32. P. 356—371.

7. **Брагинский В. А.** Точное литье изделий из пластмасс. Ленинград: Химия, 1977. 112 с.

Ve0517.fm Page 60 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

УДК 519.6

М. А. ПОГОСЯН, академик РАН, д-р техн. наук (МАИ),
А. Г. БРАТУХИН, д-р техн. наук (МЭИ), Е. П. САВЕЛЬЕВСКИХ (филиал ПАО "Компания "Сухой" "ОКБ Сухого"), Д. Ю. СТРЕЛЕЦ, канд. техн. наук (МАИ), В. А. ЗЛЫГАРЕВ (ОАО "НИЦ автоматизированных систем конструирования"), e-mail: dimstrelets@rambler.ra

CALS–технологии при создании самолета SSJ100

Представлены основные составляющие CALS-технологии, используемой при создании и технологической подготовки производства самолета SSJ100.

Ключевые слова: проектирование, CALS-технология, жизненный цикл изделия, автоматизация, технологическая подготовка производства, электронный макет изделия, управление данными.

The general components of CALS-technology, used at development and preproduction planning of SSJ100 airplane are presented.

Keywords: design, CALS-technology, product life cycle, automation, preproduction planning, electronic product model, data management.

CALS-технология [Continuous Acquisition and Lifecycle Support — непрерывная информационная поддержка поставок и жизненного цикла изделия (ЖЦИ)], которая применяется при проектировании и производстве высокотехнологичной и наукоемкой продукции с использованием информационных технологий на всех этапах ЖЦИ, что обеспечивает единообразие управления процессами и взаимодействия всех участников процесса: заказчиков, поставщиков, производителей, эксплуатационных и ремонтных служб. При этом информационная поддержка реализуется в соответствии с требованиями международных стандартов, регламентирующих правила электронного обмена данными.

Поэтому с целью сокращения временны́х и материальных затрат было принято решение использовать CALS-технологии при создании самолета SSJ100, разработке его модификаций и последующей модернизации, которые обеспечат получение полного электронного описания изделия, повышение точности и обоснованности принимаемых решений, повышение качества послепродажного обслуживания.

Кроме того, была реализована концепция PLM-управления ЖЦИ (Product Lifecycle Management), которая включает в себя разработку и внедрение взаимосвязанных прикладных решений, содержащих необходимые компоненты программного обеспечения коммуникаций, интеграции модулей, автоматизированного проектирования, визуализации и других решений, охватывающих весь ЖЦИ. При этом процессы создания, производства, поставки и послепродажного обслуживания самолета SSJ100 рассматриваются как целостный непрерывный процесс.

Для достижения поставленной цели решались следующие основные задачи:

обеспечение полного электронного описания изделия, включающего в себя электронный макет изделия (ЭМИ), техническую документацию в электронном виде (ДТЭ), результаты инженерных расчетов и т. п. (глубина проработки ЭМИ и состав ДТЭ определяются на каждом этапе создания изделия);

информационно-технологическое сопровождение системы послепродажного обслуживания (ППО) и системы подготовки летного и технического персонала, в том числе создание системы разработки интерактивных электронных технических руководств (ИЭТР);

информационно-технологическое сопровождение информационной системы управления программой. Из вышеперечисленных основных задач вытекают сопутствующие задачи:

создание и поддержка информационной инфраструктуры проекта, включающей в себя систему резервирования, копирования и сохранения данных;

создание нормативной технической и управленческой документации.

Компоненты полного электронного описания изделия

Полное электронное описание изделия — совокупность данных в электронном виде, полученных на этапах ЖЦИ и максимально полно описывающих изделие, которые должны быть совместимы и обладать такими свойствами, как наследуемость при переходе от одного этапа ЖЦИ к другому, управляемость, доступность в соответствии с правами доступа пользователей.

Основной массив данных для этого изделия организован в виде технических электронных документов, аналогичных технической документации при тра-

Ve0517.fm Page 61 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

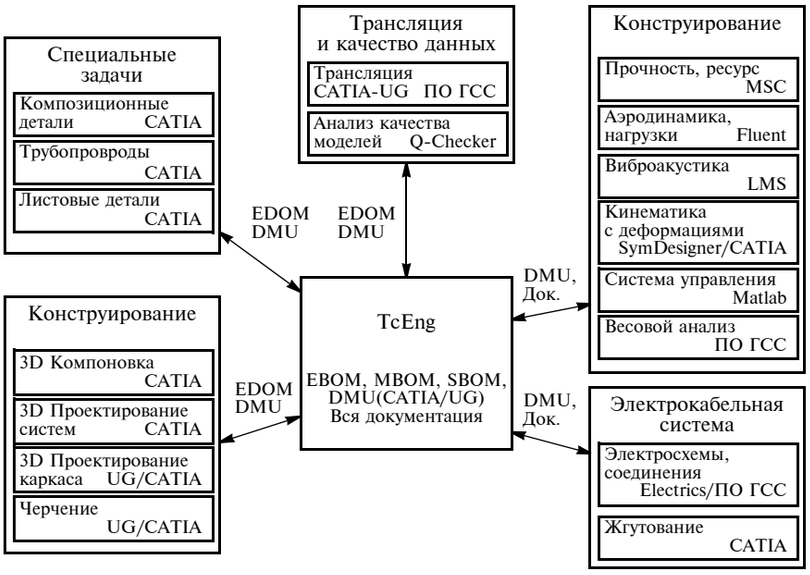


Рис. 1. Целевая схема организации данных ПКР и программное обеспечение

диционной системе проектирования.

Полное электронное описание изделия создавалось с применением набора систем автоматизированного проектирования, инженерных расчетов, технологической подготовки производства, управления данными изделия (CAD/CAE/CAM/PDM), системы интегрированной логистической поддержки изделия и др. Ядром информационной системы является система управления данными изделия (PDM), использующая систему Teamcenter Engineering (TcEng), под управлением которой ведется весь проект, включая предпроектные исследования, проектирование, конструирование, технологическую подготовку производства, организацию и управление самим производством. К данным об изделии (в том числе результаты исследований, расчетов параметров изделия, описания технологических процессов и т. д.) имеется доступ через систему управления данными об изделии. Система PDM управляет всем конструкторско-технологическим массивом данных о проекте, на базе которых, а также на действующей процедуре управления проектами базируется система управления проектом создания изделия SSJ100.

В этой программе реализован принцип единого источника данных — ЭМИ, который создавался поэтапно под управлением TcEng.

Информационная технология позволила вести параллельное проектирование с поэтапным разделением и накоплением знаний.

Основные принципы данного проектирования:

процесс разделяют на этапы;

каждому этапу соответствуют специализации: по ролям пользователей, по представлению данных и праву доступа, по видам моделей;

при переходе к следующему этапу модели наследуются данные, необходимые на этом этапе;

ограничение по ролям обеспечивает для каждого пользователя доступ только к данным предыдущих этапов, необходимым на текущем этапе;

сохраняется ассоциативность ссылок на данные предыдущих этапов.

Схема организации данных и программного обеспечения на этапе проектно-конструкторских работ (ПКР) приведена на рис. 1.

Система управления данными изделия

Система TcEng используется для организации управления технической информацией по проекту в объеме, необходимом для проектирования, производства и послепродажного сопровождения изделия. Для этого обеспечивается связь конструктивных параметров изделия, его техническая характеристика и документации, решаются задачи управления конфигурацией, интеграции TcEng с системами инженерных расчетов, системами технологической подготовки производства, системами послепродажной поддержки изделия и системой управления ресурсами предприятия.

Основные задачи внедрения TcEng для проекта SSJ100:

управление электронными техническими документами;

создание библиотеки данных по используемым материалам, нормативной технической документации (НТД), геометрических моделей стандартных и покупных изделий (при участии филиала ПАО "Компания "Сухой" "ОКБ Сухого");

разработка технологии управления конфигурацией изделия при использовании TcEng, увязанной с директивной документацией;

расширение функциональности процедур выпуска I-man/workflow и интеграция их в единую систему планирования;

внедрение процедур изменения, увязанных с выпуском директивной документации и процедурами управления конфигурацией, а именно:

ведение системы управления различными представлениями (отображениями) состава изделия (инженерным, технологическим, эксплуатационным и т.д.);

управление составом каждого изготовленного экземпляра изделия (опытного или серийного) и историей его изменения;

установление связи состава изделия и его отдельных компонентов к требованиям, предъявляемым к изделию, например к весу.

Так как TcEng, кроме управления всеми данными проекта, становится интеграционным ядром всех применяемых систем, необходимо обеспечить интеграцию приложений:

интеграция TcEng с другим САПР, например с электротехническим (Electrics);

расширение функциональности TcEng средствами модуля Teamcenter Manufacturing (планирование производственных процессов) и интеграция с системой технологической подготовки производства;

интеграция TcEng с блоком программного обеспечения логистической поддержки.

На проекте используется стандартная функциональность TcEng:

модель организационной структуры (в объеме подразделений пользователей);

стандартизация размещения проектных данных в рабочем пространстве пользователей;

управление составом изделия;

управление доступом к проектным данным;

резервирование данных;

электронные процедуры выпуска и утверждения проектных данных (I-man/ workflow);

организация обмена данными с сайтами соразработчиков и соизготовителей изделия.

Используется также дополнительная функциональность, разработанная в ПАО "Компании Сухой":

подсистема FastDesigner работы со стандартными изделиями;

модуль создания конструкторской спецификации;

модуль создания директивной конструкторской документации;

подсистема генерации технических требований;

библиотеки геометрических моделей стандартных изделий (крепежные, соединительные элементы трубопроводной арматуры и пр.);

библиотеки стандартных и покупных изделий;

библиотеки НСИ (материалы, типовые формулировки технических требований).

Системы автоматизированного проектирования изделия

Использование CAD-систем на проекте SSJ100 направлено на обеспечение создания электронного макета (ЭМ) изделия, при этом решались следующие задачи:

закрепление за электронным макетом статуса эталона информации об изделии — первоисточника информации для систем инженерного анализа, анализа логистической поддержки, подготовки интерактивных электронных технических руководств, средств обучения летного и инженерного персонала, электронных каталогов запасных частей систем подготовки производства и т.п.;

использование систем трехмерного моделирования CATIA и Unigraphics;

использование специальных программ на основе AutoCad.

Для создания ЭМ изделия SSJ100 использовали модули системы компьютерного проектирования CATIA/Unigraphics:

проектирование на основании графических зависимостей, эскизов, базовых твердотельных примитивов (CATIA Part Design, UG/Solid Modeling);

проектирование на основании набора операций твердотельного моделирования (CATIA Part Design, UG/Features Modeling);

проектирование поверхностей сложных форм — теоретических обводов (CATIA Generative Shape Design, UG/Freeform Modeling);

построение типовых элементов (CATIA Knowledgeware, UG/User-Defined Features);

создание чертежей на основе моделей (CATIA Drafting, UG/Drafting);

создание сборок любой глубины вложенности, состоящих из неограниченного числа компонентов (CATIA Assembly Design, CATIA DMU Navigator, UG/Assembly Modeling; UG/Advanced Assembly Modeling);

параметрическое моделирование с помощью управляемых ассоциативных связей (CATIA Links, UG/Wave).

Кроме того, использовали модули специальных приложений и визуализации:

создание трехмерных моделей трубопроводных систем различного типа, прокладки кабельной системы (CATIA Tubing Design, UG/Routing);

кинематический анализ и симуляция любого трехмерного механизма, анализ движения механических частей (CATIA DMU Kinematics, MSC SimDesigner for CATIA, UG/Scenario for Motion);

проектирование электропроводки (CATIA Wire Routing, UG/Wiring);

создание фотореалистических изображений и анимации (CATIA Photo Studio, UG/Render);

прочностные расчеты методом конечных элементов (CATIA Generative Structure Analysis, MSC SimDesigner for CATIA, UG/Scenario for Structure);

использование модуля для работы с допусками (CATIA Tolerance Analysis UG /Tolerancing);

использование модуля автоматической проверки конструкции на соответствие стандартам (Q-Checker, UG/ Quick Check);

проектирование сварных соединений (CATIA Weld Design, UG/ Weld Assistant);

проектирование деталей из листовых материалов (CATIA Aerospace Sheet Metal Design, Sheet Metal Design);

использование модуля контроля качества электронных моделей (Q-Cheker, VDA 4955 Checker);

использование Teamcenter Visualization.

Ve0517.fm Page 63 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

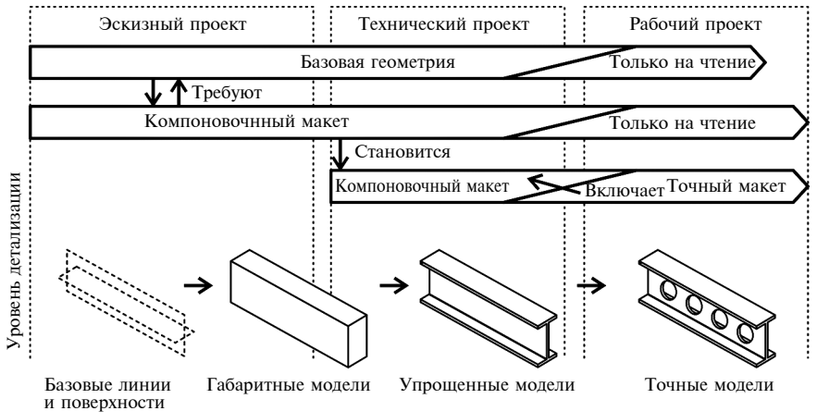


Рис. 2. Схема разработки макета

Вышеперечисленные модули позволяют выполнять статическое, кинематическое и динамическое моделирование, визуализировать результаты прочностных расчетов, создавать трубо- и электропроводные системы, строить фотоизображения.

При использовании внедренных модулей CATIA/UG NX конструкторы создают электронные модели, полностью описывающих конструкторские требования к разрабатываемому объекту для того, чтобы электронная модель содержала информацию не только о форме детали, но и ее технической характеристики.

Электронный макет изделия SSJ100 создавали поэтапно: на каждом этапе проектирования полученные данные использовались на последующих. При этом глубина проработки отдельных компонентов определялась этапом ЖЦИ:

на этапе эскизного проектирования разрабатывали базовую геометрию и компоновочный макет. Их проработку выполняли параллельно; данные одного получаемого макета были необходимы для разработки другого макета, и наоборот;

по завершению технического проекта компоновочный макет замораживали, его данные становились основой для разработки точного электронного макета изделия;

разработка точного макета изделия начинается с использования данных компоновочного макета, которые в дальнейшем по мере проработки заменяли точными моделями.

При создании точного макета изделия исходными данными являлись параметры базовой геометрии.

Схема разработки макета представлена на рис. 2.

На проекте SSJ100 кроме систем CATIA/UG NX трехмерного моделирования при создании принципиальных схем использовали системы отображения информации в плоском виде на базе ACAD.

Система ElectriC-7 позволяет создавать электрические схемы с трехмерным моделированием жгутов в CATIA.

Для проверки эксплуатационных характеристик изделия и моделирования нагрузок, воздействующих на человека при эксплуатации изделия, применяется система CATIA Ergonomics Design & Analysis.

Для обеспечения высокого качества электронной модели изделия преобразование информации должно регламентироваться НТД ОКБ, которая определяет: уровень и критерии качества данных; виды несоответствия критериям; рекомендации по устранению несоответствия.

Разработкой нормативной документации для обеспечения высокого качества электронных моделей занимается Научный исследовательский центр автоматизации систем конструирования.

Системы автоматизированного конструкторско-технологического проектирования изделия

Цель внедрения системы автоматизированного конструкторско-технологического проектирования — информационная поддержка технологического проектирования, что обеспечивает высокую технологичность разрабатываемого изделия и интенсификацию труда путем автоматизации процессов моделирования и конструирования, выбора решений, создания чертежей, подготовки производства, внесения изменений в конструкторскую документацию.

Технологичность изделия определяется совокупностью требуемых свойств конструкции, оптимизацией материальных и временны́х затрат в ходе технологической подготовки производства, эксплуатации при сохранении качества изделия, а также является экономическим аспектом.

Качество авиационной техники закладывается при проектировании, обеспечивается при подготовке и освоении производства и поддерживается в серийном производстве.

На этапе конструктивно-технологической проработки конструкторской документации на изделие технологи АО "Гражданские самолеты Сухого" (ГСС) и завода разрабатывают рекомендации по повышению технологичности изделия, выбирают способы изготовления деталей с учетом имеющегося оборудования и необходимости приобретения нового. Внедрение систем PDM/CAD/CAM позволяет совершенствовать технологическую подготовку производства, процессы разработки технологической оснастки и подготовки технологической документации.

Ve0517.fm Page 64 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

При разработке самолета SSJ100 была создана система, позволяющая решать следующие задачи:

разрабатывать нормативную документацию, регламентирующую подготовку производства и изготовление авиационной техники на базе электронной информационной поддержки ЖЦИ;

разрабатывать программные компоненты системы для сборочного производства и установки систем;

выполнять апробацию и адаптацию единой информационной среды на производстве.

В рамках подготовки производства осуществляли: в головном офисе ГСС:

управление производством и организацию поставок оснащения и комплектующих;

календарное планирование производственной программы и ввода технологического оснащения;

разработку технического задания на оснастку и ее эскизное проектирование;

разработку технических условий поставки агрегатов;

расчет материальных затрат на подготовку производства и само производство, контроль за освоением средств;

контроль технологической дисциплины;

проектирование директивных технологических процессов агрегатной и окончательной сборки, новых и особо ответственных технических процессов;

проектирование технологического оснащения и планирование цехов;

в филиалах ГСС:

проектирование рабочих технологических процессов окончательной сборки и монтажа систем;

проектирование технологического оснащения;

на заводах-изготовителях:

проектирование рабочих технологических процессов изготовления деталей, узловой и агрегатной сборки;

разработку управляющих программ на изготовление деталей на станках с ЧПУ;

детальное планирование подготовки производства;

планировку размещения оборудования и оснастки;

проектирование и изготовление технологического оснащения;

закупку инструмента и средств технологического оснащения.

В головном офисе ГСС проектируются директивные технологические процессы, т. е. документ, устанавливающий оптимальный технологический маршрут и предписывающий использование в рабочем технологическом процессе обязательных методов и средств технологического оснащения.

Маршрутно-операционное описание директивных технологических процессов (ДТП) — описание технологического процесса, в котором отдельные операции излагаются без указания переходов и технологических режимов.

В рабочем технологическом процессе должны обеспечиваться соответствие состава и структуры операций, перечень применяемых технологических оснащений и материалов, временные нормативы на выполнение операций.

Основные направления в проектировании технологического процесса на каркасную сборку, установку гидро- и электросистем:

разработка ДТП агрегатной сборки в маршрутно-операционном описании;

разработка ДТП окончательной сборки самолета в маршрутно-операционном описании;

разработка ДТП монтажей систем (труб, жгутов) в маршрутно-операционном описании;

проверка ТП на очередность выполнения, геометрическую осуществимость (в том числе и визуальная);

проверка технологических процессов сборочного производства с учетом эргономических ограничений (в том числе и визуальная).

Для автоматизации процесса проектирования ДТП использовали программное обеспечение Темп-АСП.

Для автоматизации процесса проектирования рабочего технологического процесса (РТП) использовали следующие программы: Темп-АСП, РАПОРТ СБ СИ, Teamcenter manufacturing, T-flex Техно-про, Компас-автопроект, MS Office.

Схема проектирования РТП приведена на рис. 3.

Для разработки директивных техпроцессов агрегатной и окончательной сборки в ГСС применяют Темп-АСП, а на заводах-изготовителях данную программу используют для проектирования рабочих технологических процессов агрегатной и узловой сборки. Исходными данными являются электронные макеты изделия и технологического оснащения. Выбор состава ЭМ и его загрузка в файлы промежуточного формата осуществляются с помощью PDM системы TcEng.

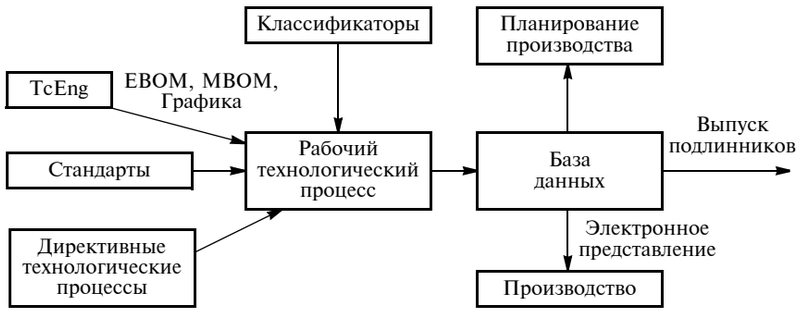


Рис. 3. Схема проектирования РТП на заводах-изготовителях

Ve0517.fm Page 65 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

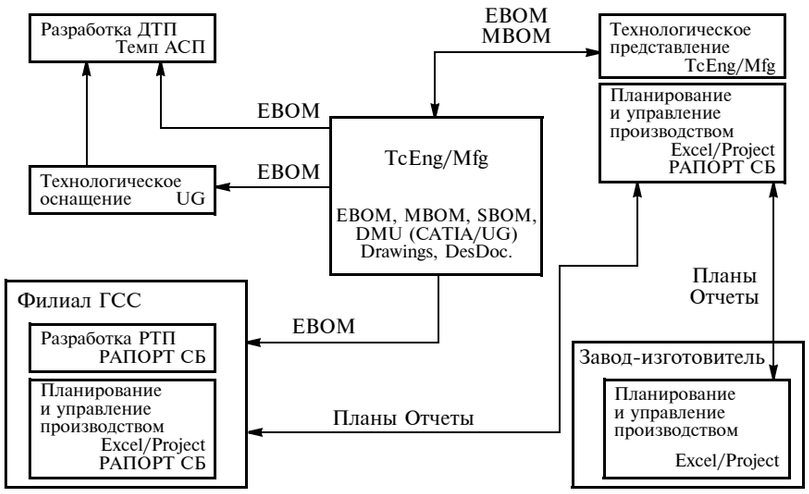


Рис. 4. Схема организации данных автоматизированной подготовки производства и программное обеспечение

Далее ЭМ конвертируют и загружают в базу данных системы. Результатом работы является сформированный комплект технологической документации на процесс сборки в электронном и бумажном виде.

Система Темп-АСП осуществляет следующее:

формирует и ведет технологические паспорта, карты комплектации к процессам, базы данных оборудования и инструмента;

формирует состав изделия для технологических процессов, осуществляет контроль полноты состава изделия в комплектации к процессам;

разрабатывает технологические процессы с учетом запрограммированной логики ограничений при формирования ТП (базовых и комплексных технологических модулей);

контроль ТП на осуществимость (на столкновение деталей при сборке, формирование траекторий);

формирование цикловых графиков изготовления изделия (по операциям);

формирование полного комплекта технологической документации на процессы сборки в электронном и бумажном виде.

Для описания рабочих ТП окончательной сборки используют программу РАПОРТ СБ СИ, которая обеспечивает:

поддержку ревизий, привязанных к серийным номерам изделий;

одностороннюю интеграцию с TcEng (импорт данных по составу изделия);

использование данных о нормировании операций в построении пооперационных циклов;

генерирование комплекта технологической документации в соответствии с ЕСТД и ЕСКД.

Моделирование ТП позволило своевременно отработать режимы изготовления, взаимодействие заготовок, оснастки и оборудования. Использование оборудования с ЧПУ снизило негативные последствия человеческого фактора.

В филиале ПАО "Компания "Сухой" "КнААЗ им. Ю. А. Гагарина" для контроля деталей используют систему Vericat. Виртуальное проектирование обеспечило повышение точности и качества конструкций и позволило осуществить виртуальную отработку конструктивных изменений.

На рис. 4 представлена схема организации данных автоматизированной подготовки производства с программным обеспечением.

Проект SSJ100 — первый проект в авиационной промышленности России с использованием CALS-технологий, которые позволили значительно сократить сроки разработки, снизить трудоемкость, себестоимость, повысить качество продукции и сформировать новую культуру производства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Международная** энциклопедия CALS. Авиационно-космическое машиностроение. М.: ОАО "НИЦ АСК", 2015. 608 с.

2. **Информационные** технологии в наукоемком машиностроении. Компьютерное обеспечение индустриального бизнеса. CALS — основа развития АВПК "Сухой" / Под общ. ред. А. Г. Братухина. Киев: Техника, 2001. С. 115—122.

3. **Информационные** технологии в наукоемком машиностроении. Компьютерное обеспечение индустриального бизнеса. Внедрение CALS-технологий в подготовку производства авиационной техники / Под общ. ред. А. Г. Братухина. Киев: Техника, 2001. С. 443—454.

4. **Технологии** интегрированной логистической поддержки изделий машиностроения / Е. В. Судов, А. И. Левин, А. В. Петров, Е. В. Чубарова М.: Издательский дом Информбюро, 2006. 232 с.

5. **ГОСТ 2.051—2006.** ЕСКД. Электронные документы. Общие положения.

6. **ГОСТ 2.052—2006.** ЕСКД. Электронная модель изделия. Общие положения.

7. **ГОСТ 2.053—2006.** ЕСКД. Электронная структура изделия. Общие положения.

8. **ГОСТ 2.105—95.** ЕСКД. Общие требования к текстовым документам.

9. **ГОСТ 2.106—96.** ЕСКД. Текстовые документы.

10. **ГОСТ Р ИСО 10007—2007.** Руководящие указания по управлению конфигурацией.

11. **MSC.Software.** Виртуальная разработка изделий — технология XXI века. Материалы компании MSC.Software.

12. **Кулопулос, Томас М.** Необходимость Workflow. Решения для реального бизнеса. М.: Весть-Мета-Технология, 2000. 384 с.

Ve0517.fm Page 66 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

УДК 621.9-05

Е. Г. КРЫЛОВ, А. М. МАКАРОВ, В. Г. БАРАБАНОВ, кандидаты технических наук (Волгоградский ГТУ),
Н. В. КОЗЛОВЦЕВА (МГТУ "СТАНКИН), Ю. П. СЕРДОБИНЦЕВ, д-р техн. наук (Волгоградский ГТУ),
e-mail: milly14@rambler.ru

Моделирование и оценка эффективности системы инструментального обеспечения многоцелевых станков

Предложены методы функционального и объектно-ориентированного моделирования для исследования эффективности систем инструментального обеспечения автоматизированного станочного оборудования в многономенклатурном производстве. Разработаны функциональные модели декомпозиции производственного процесса, формализующие последовательность выбора средств технического оснащения.

Ключевые слова: система инструментального обеспечения, IDEF0, UML, моделирование, оптимизация, оценка эффективности.

The methods of functional and object-oriented modeling for research of effectiveness of tool management system of automated machine-tool equipment in multiproduct manufacture are suggested. The functional models of decomposition of manufacturing process, formalizing the selection sequence of technical equipment means, are developed.

Keywords: tool management system, IDEFO, UML, modeling, optimization, effectiveness assessment.

Большинство современных машиностроительных производств выпускают продукцию малой серийности, поэтому для них является значимым требование готовности к быстрой переналадке технологического оборудования при поступлении нового заказа. В условиях рыночной экономики и динамического ценообразования предприятиям необходимо не только оперативно реагировать на требования заказчика, но и выпускать качественную продукцию в кратчайшие сроки с минимальной себестоимостью. Этому препятствуют значительные затраты времени, связанные с разработкой маршрутной и операционной технологий в мелкосерийном и единичном производстве. При изготовлении изделий сложной формы из новых, как правило, труднообрабатываемых конструкционных материалов наиболее трудоемкими и нетривиальными являются выбор и проектирование технологической оснастки — станочных приспособлений, режущего и вспомогательного инструмента [1].

Оптимальная организация закупок, поставок, межцехового транспортирования, установки и активного контроля режущих инструментов (РИ) осложняется тем, что для выполнения производственного заказа часто используют технологическую оснастку разных отечественных и иностранных компаний [2]. Для уменьшения влияния этого фактора на безотказную работу системы инструментального обеспечения (СИО) автоматизированного станочного оборудования необходимо комплексно исследовать стадии жизненного цикла РИ с помощью разных способов моделирования для оценки качества существующих СИО и поиска направлений их улучшения. Вопросы рационализации инструментальных систем в автоматизированном производстве рассматривались в работах [3—5]. Для решения поставленных задач необходимо исследовать как связи СИО с другими подразделениями предприятия (складские системы, транспортные службы и др.), так и внутреннюю структуру и взаимодействие ее подсистем (диагностика инструмента, учет отказов, контроль и коррекция параметров обработки).

Для исследований использовали функциональное и объектно-ориентированное моделирование.

Функциональный подход сводится к декомпозиции (разбиению) исследуемой системы на отдельные функции. Например, систему разбивают на подсистемы, которые делят на подфункции, подразделяемые, в свою очередь, на задачи, и т. д. (рис. 1).

Как средство функционального анализа и проектирования наиболее распространена нотация SADT (Structured Analysis and Design Technique). При разработке новых систем SADT для более точного определения требований к функциям применяют методологию IDEF0. Кроме того, IDEF0 можно использовать для анализа функций, выполняемых уже существующей системой. Модель, выполненная с помощью IDEF0, является совокупностью иерархически упорядоченных и взаимосвязанных диаграмм [6]. Такие модели наиболее наглядно отображают именно функциональную структуру системы: производимые действия и связи между ними, что позволяет четко проследить взаимодействие, логику и структуру процессов. Главное достоинство функционального подхода — получение наиболее полной информации о каждой системе благодаря его жестко регламентированной структуре. С помощью этого подхода можно выявить все недостатки как самого процесса, так и внешних факторов: дублирование функций; отсутствие механизмов, регламентирующих данный процесс; отсутствие контрольных переходов. Основные преимущества функционального моделирования: глубокий анализ бизнес-процессов — выявление возможных проблем, рассогласований и неточностей; универсальность графических языков IDEF0, обеспечивающая логичность и полноту описания; точные и непротиворечивые результаты; широкая распространенность.

Ve0517.fm Page 67 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

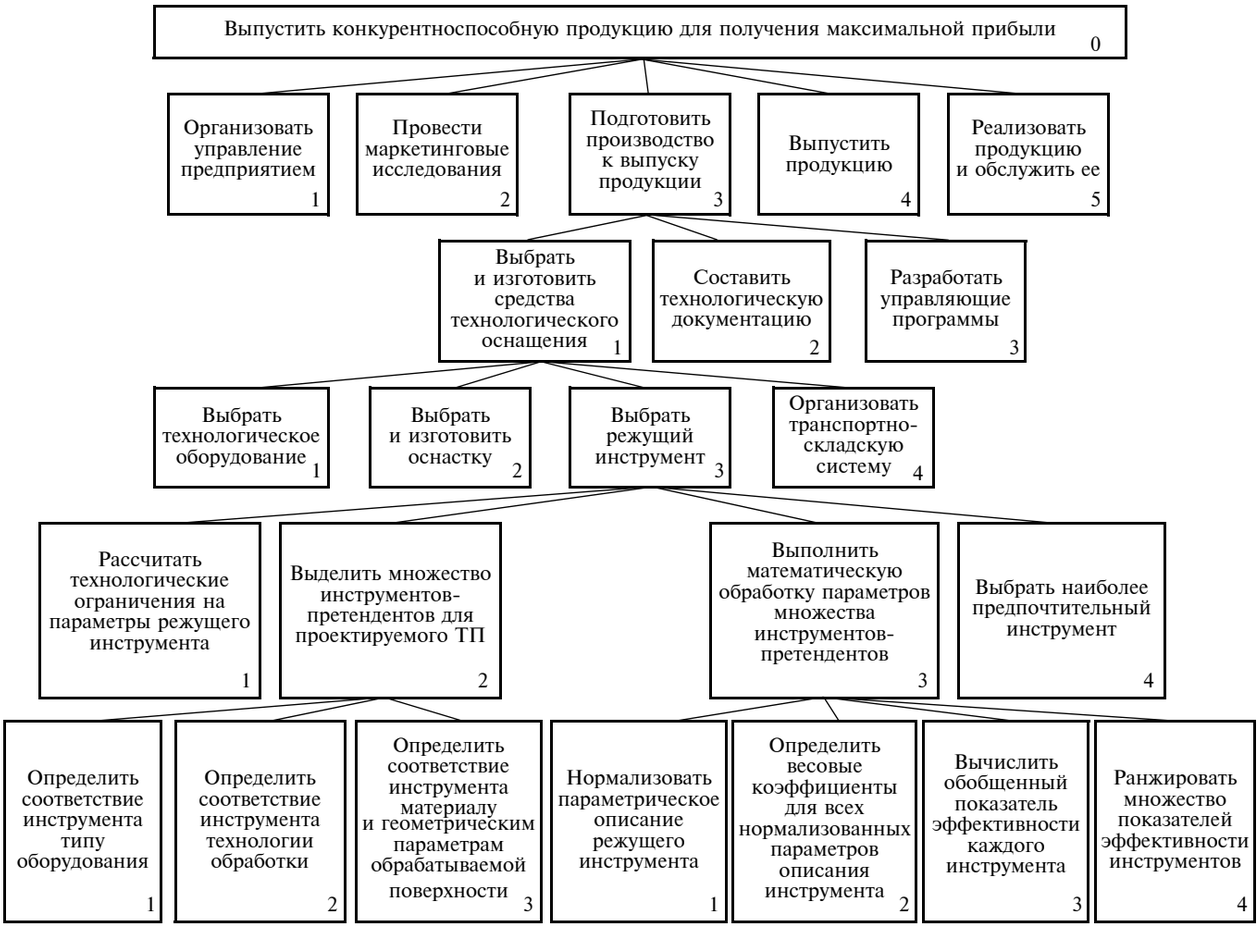


Рис. 1. Уровни декомпозиции при функциональном моделировании

Есть и определенные недостатки: анализ и изменение модели затрудняются при большом числе уровней представления; жесткая иерархическая структура не всегда позволяет полностью отразить внутреннюю взаимосвязанность системы.

Функциональные методы наиболее эффективны на начальных этапах исследования и проектирования автоматизированных систем, так как позволяют точнее и полнее определить требования к ним.

Главное различие между функциональным и объектно-ориентированным проектированием (ООП) заключается в способе реализации декомпозиции системы. При ООП используется объектная декомпозиция, при которой статическая структура системы описывается в терминах объектов и связей между ними, а поведение системы описывается как обмен сообщениями между объектами. Методология ООП соединяет в себе процесс объектной декомпозиции и приемы представления логической и физической, а также статической и динамической моделей проектируемой системы [7].

Использование UML (Unified Modeling Language) является не только средством для создания визуальных моделей, которые должны одинаково понимать все разработчики, участвующие в проекте, но и средством коммуникации в рамках проекта. Диаграммы UML позволяют визуализировать системы с разных точек зрения. Для визуального моделирования на UML применяется восемь видов диаграмм, каждая из которых содержит определенные элементы. Диаграмма UML — Class diagram, основа генерации кода и главная цель проектирования. Большим плюсом считается легкость исправления проектного решения в соответствии с меняющимися требованиями, так как при динамическом построении модели отсутствует необходимость полной перестройки, присущей нотациям функционального подхода. В частности, изменение отдельных классов и связей между ними не затрагивает общей концепции модели. Достоинством ООП можно считать возможность автоматического генерирования кода на основе моделей UML, а также то, что ООП отличается сравнительной легкостью восприятия, наглядностью и эффективностью моделей. К недостаткам подхода можно отнести возможность неверной интерпретации некоторых видов диаграмм

Ve0517.fm Page 68 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

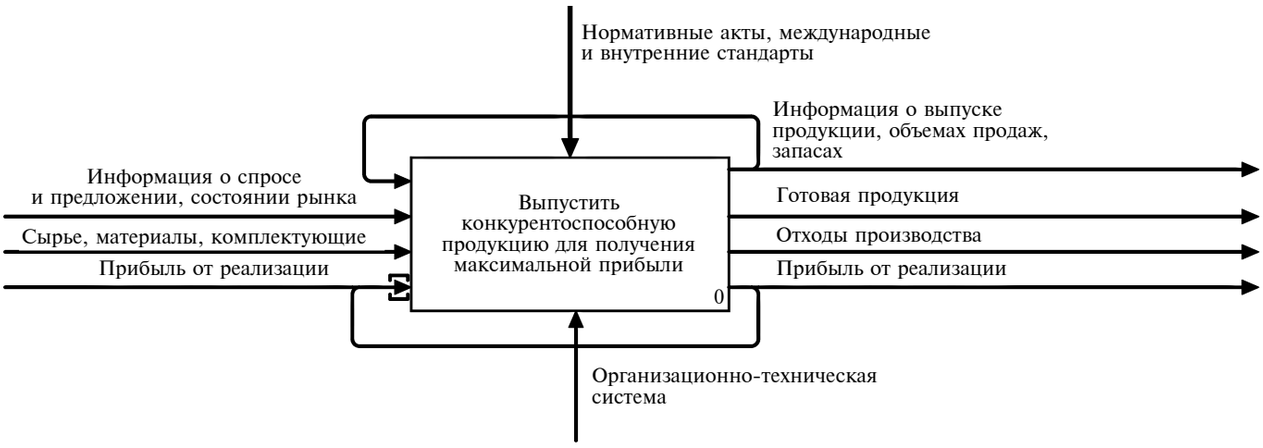


Рис. 2. Контекстная диаграмма функционирования машиностроительного предприятия в IDEF0

и отсутствие возможности глубокого анализа процессов. Таким образом, объектно-ориентированное моделирование лучше всего использовать при проектировании систем, не требующих детального анализа бизнес-процессов.

Применим описанные методы для исследования СИО и ее значения для предприятия. Начнем с моделирования производства в целом, далее рассмотрим декомпозиционные уровни, содержащие СИО.

Для СИО станочного оборудования в автоматизированном производстве разработаны диаграммы IDEF0, выполненные с помощью программы ERwin Process Modeler компании Computer Associeties BPWIN.

Функциональная модель имеет иерархическую структуру, характеризуемую чередованием документов и работ. Первый уровень — лист А0 (рис. 2), представляет собой постановку цели функционирования предприятия на основании исходных данных — конструкторско-технологической и нормативно-правовой документаций на изделия, что в итоге должно обеспечить выпуск предприятием конкурентоспособной продукции с максимальной прибылью. Следующий уровень моделирования (рис. 3) — детализация функций предприятия, связан с выделением задач технической подготовки производства, выпуска и реализации продукции. Для каждой функции структурного подразделения предприятия (отдела, цеха, участка) определяют новые частные задачи. На рис. 4 показано решение задачи оптимального выбора режущих инструментов, реализуемое в автоматизированной системе подготовки производства. Любой материальный результат фиксируется формированием соответствующей информации (отчетов, протоколов). Таким образом, функциональное моделирование охватывает все процессы в рассматриваемой системе и позволяет выявить общие закономерности ее функционирования [8]. Определенная при моделировании совокупность задач разного иерархического уровня с известными связями между ними позволяет значительно уточнить представление о работе отдельных служб предприятия и сформировать направления их оптимизации.

Для моделирования статического вида системы использовали диаграмму классов UML (рис. 5). В таком представлении удобнее всего описывать функциональные требования к системе — услуги, которые она предоставляет конечному пользователю. Диаграмма классов включает: список станков с ЧПУ; станок; остаток РИ на складе; запрос на поставку РИ; РИ; список преобразователей; список инструментов-претендентов; отчет по обработке; статистику работы РИ; заготовки; изделия.

Название класса указывается в верхней части прямоугольника. Атрибуты класса или свойства записываются во второй сверху секции прямоугольника, например атрибутами для класса изделия будут "Материал", "ID изделия", "Типы поверхностей", "Качество поверхности" и "Размеры". Ключевое из них — только "ID изделия".

Операции или методы класса записываются в третьей сверху секции прямоугольника. Операция (operation) представляет собой некоторый сервис, предоставляемый каждым экземпляром (есть такое понятие в программировании) класса по определенному требованию. Совокупность операций характеризует функциональный аспект поведения класса. Например, класс "Остаток РИ на складе" имеет три операции: "Редактировать количество", "Сформировать отчет по запросу" и "Упорядочить список". Связи, которыми соединены объекты на ER-диаграмме, отображаются ассоциациями между классами и отражают структурные отношения между объектами. Кратность (Multiplicity) ассоциации — это число или выражение, определяемое диапазоном значений и указывающее, сколько объектов на одном конце ассоциации должно соответствовать каждому объекту на ее противоположном конце.

Ve0517.fm Page 69 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

Штриховой линией со стрелкой показаны зависимости, направленные от одного элемента к тому, от которого он зависит. Зависимостью (Dependency) называют отношение использования, согласно которому изменение в спецификации одного элемента (например, класса Event) может повлиять на другой использующий его элемент (в данном случае — класс Window), причем обратное не обязательно. Например, класс "Режущий инструмент" связан зависимостью с классом "Статистика работы РИ", так как операция "Изменить весовые коэффициенты" определена в классе "Режущий инс-

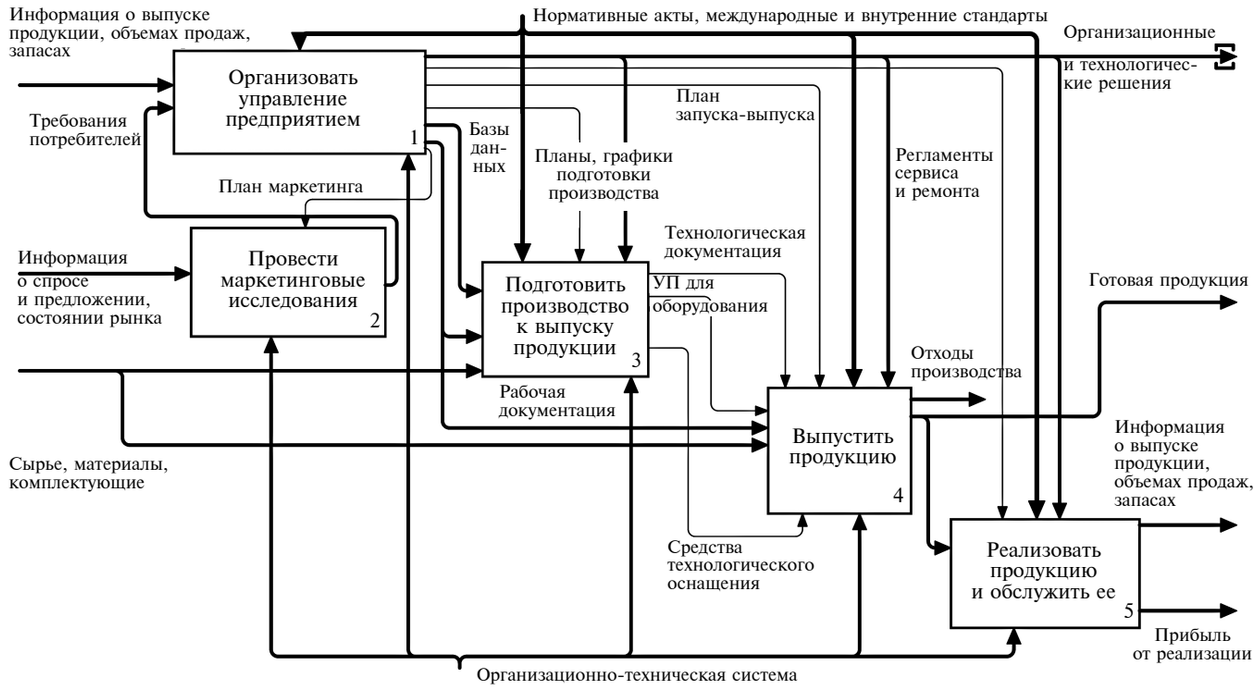


Рис. 3. Декомпозиция контекстной диаграммы

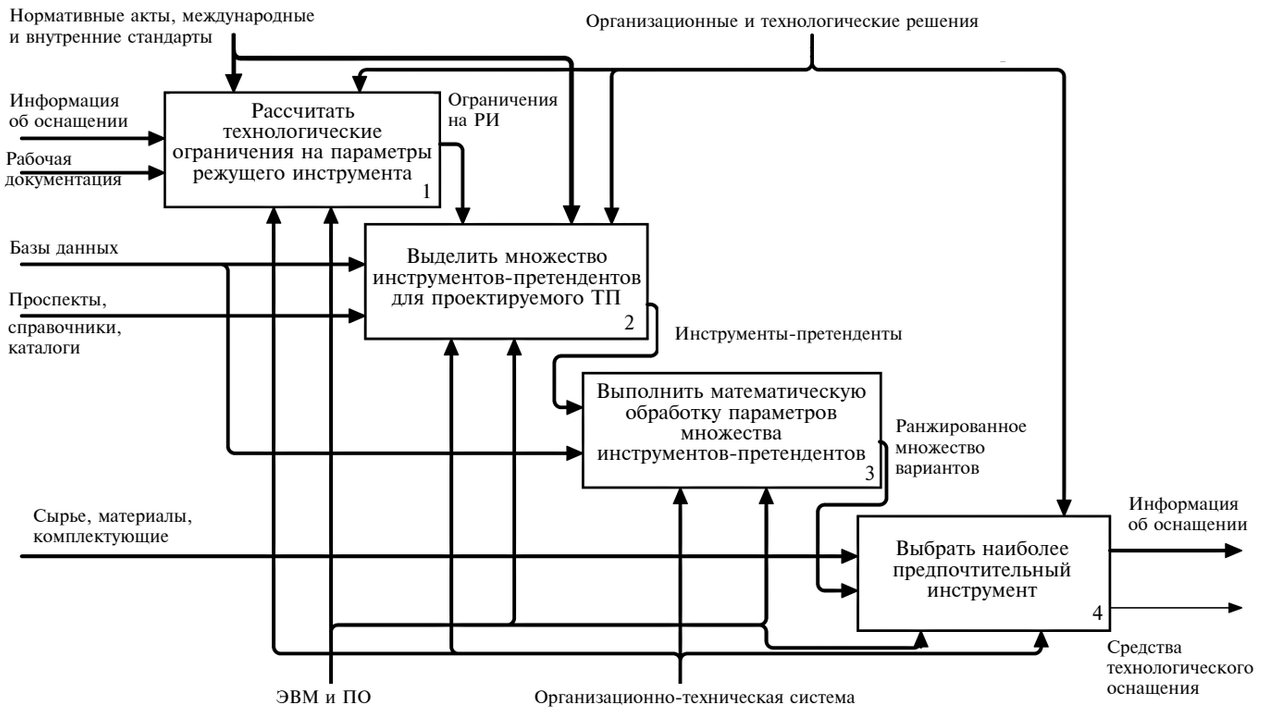


Рис. 4. Диаграмма выбора РИ в АСТПП

Ve0517.fm Page 70 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

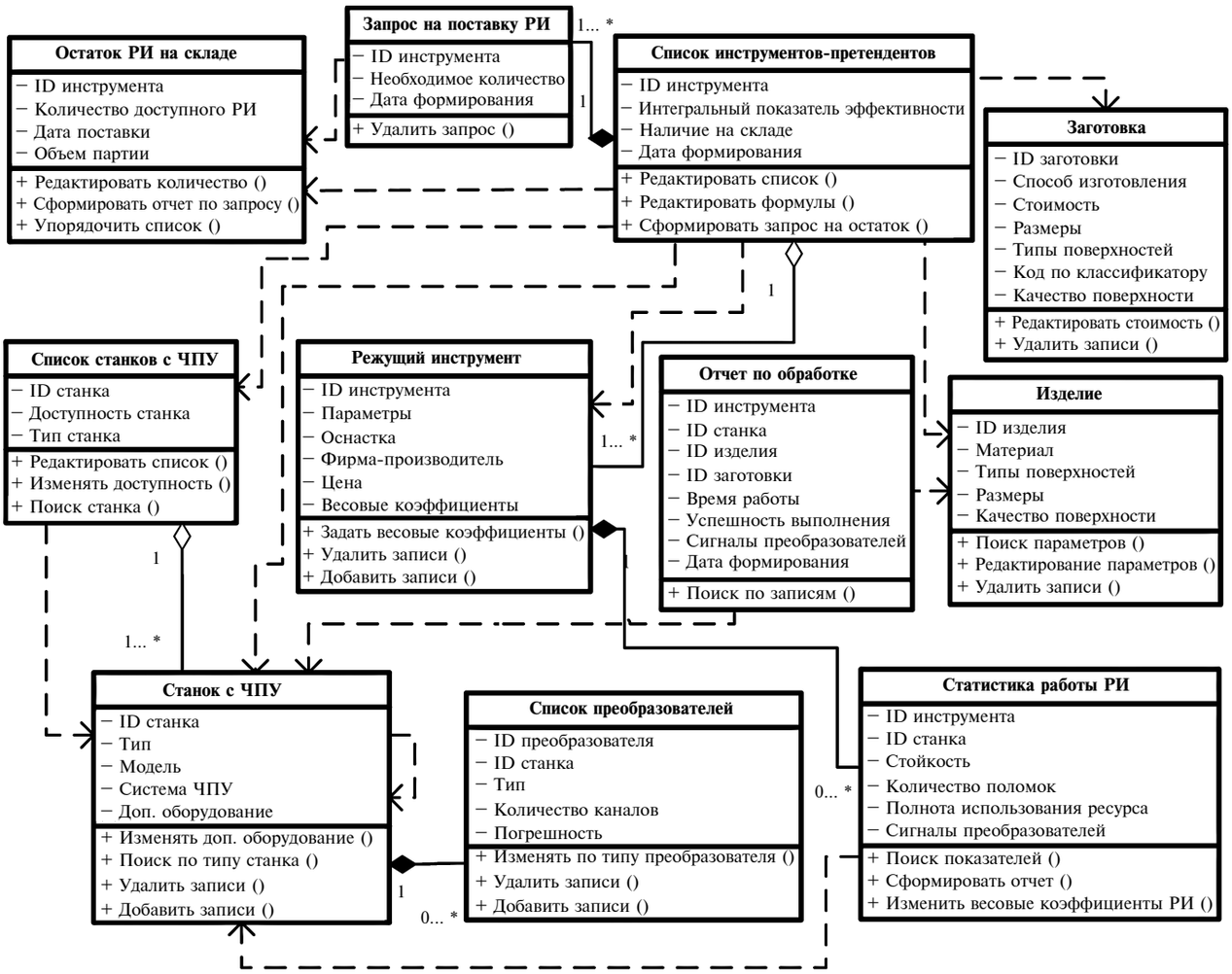


Рис. 5. Диаграмма классов для СИО

трумент" и запрашивает информацию из класса "Статистика работы РИ".

Агрегированием называют отношение типа "часть/целое", в котором один из классов имеет более высокий ранг (целое) и состоит из нескольких меньших по рангу частей. Оно причислено к отношениям типа "имеет" (с учетом того, что объект-целое имеет несколько объектов-частей). Агрегирование является частным случаем ассоциации и изображается в виде простой ассоциации, обозначенной светлым ромбом со стороны "целого" — слабое агрегирование, или темным ромбом — сильное агрегирование. При слабой агрегации часть может существовать дольше целого, при сильной — нет.

Приведенные диаграммы позволяют с разных сторон качественно оценить параметры разрабатываемой или исследуемой СИО.

Кроме качественной оценки, необходимо разработать математические зависимости для количественной оценки эффективности выполнения функций обработки информации в анализируемой подсистеме.

Рассмотрим СИО многоцелевого станочного оборудования как одну из организационно-технологических систем (ОТС) машиностроительного предприятия, обладающую набором разнородных функций, используемых на различных этапах жизненного цикла изделий. Для оценки функциональности СИО многоцелевых станков представим набор выполняемых ею функций в виде ориентированного графа (рис. 6), вершинами которого являются функции СИО, а направленные ребра определяют последовательность выполнения этих функций.

На рис. 6 обозначены следующие функции СИО: входной контроль инструмента (*1*); сборка (*2*); размерная настройка (*3*); кодирование (*4*); хранение (*5*); комплектование паллеты (*6*); автоматическое транспортирование (*7*); ручное транспортирование (*8*); загрузка в накопитель (*9*); загрузка в инструментальный магазин (*10*); наладка на размер (*11*);

Ve0517.fm Page 71 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

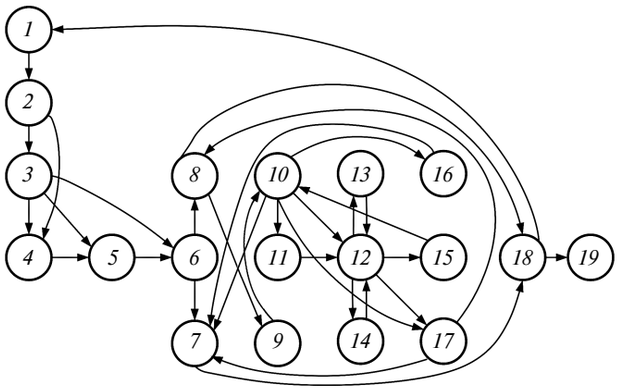


Рис. 6. Ориентированный граф функций СИО многоцелевых станков

обработка заготовки (*12*); непрерывный контроль состояния (*13*); контроль времени обработки заготовки (*14*); дискретный контроль состояния (*15*); удаление в накопитель (*16*); загрузка в паллету (*17*); разборка (*18*); утилизация (*19*).

Для любой функции, выполняемой СИО, введем понятия аргумента и результата. Аргументом *i*-й функции назовем число единиц информационно-материального потока (ИМП), поступивших на ее *i*-й вход для преобразования за известный период времени; результатом *i*-й функции положим число единиц ИМП на ее *i*-м выходе за тот же период времени.

Количественно эффективность выполняемых системой действий (результат R_{ij}) по обработке ИМП оценим по формуле

$$R_{ij} = \Sigma K_{ij}\mu_{ij},$$

где I и J — числа функций и объектов в функциональной модели, $i = 1, ..., I$, $j = 1, ..., J$; $\mu_{ij} = 1$, если *j*-й объект используется *i*-й функцией; $\mu_{ij} = 0$, если *j*-й объект не используется *i*-й функцией; K_{ij} — число единиц ИМП на выходе каждой функции в рассматриваемой ОТС.

Для сравнительного анализа функциональности отдельных объектов в ОТС введем соотношение

$$\alpha_{ij} = R_{ij}/R_{ij\max},$$

где α_{ij} — степень функциональности *j*-го объекта; R_{ij} — фактическое число единиц ИМП, обработанное *j*-м объектом; $R_{ij\max}$ — максимальное число единиц ИМП, которое может быть обработано *j*-м объектом.

Для оценки функциональности подсистем в составе ОТС используем коэффициент эффективности

$$A_{ij} = \Sigma(\alpha_{ij}\mu_{ij}).$$

Введем следующие градации значений коэффициента A_{ij} эффективности и присвоим соответствующие лингвистические переменные:

1) $0 \le A_{ij} < 0{,}40$ — подсистема используется редко (неудовлетворительно);

2) $0{,}40 \le A_{ij} < 0{,}70$ — подсистема используется периодически (удовлетворительно);

3) $0{,}70 \le A_{ij} < 0{,}90$ — подсистема используется регулярно (хорошо);

4) $0{,}9 \le A_{ij} \le 1{,}0$ — подсистема используется постоянно (отлично);

5) $A_{ij} > 1{,}0$ — подсистема перегружена (неудовлетворительно).

Введенный набор $\Psi = \{R_{ij}, \alpha_{ij}, A_{ij}\}$ количественных характеристик позволяет анализировать деятельность подразделений предприятия, определять "слабые" места и вносить изменения в функциональную модель в соответствии с поставленной целью, например сократить длительность производственного цикла, уменьшить экономические затраты и объем незавершенного производства.

В результате проведенных исследований разработали комплекс функциональных и объектных моделей деятельности многономенклатурного машиностроительного производства, который позволил установить характер и содержание связей между организационно-техническими системами, обеспечивающими работу системы инструментального обеспечения. Разработали модели декомпозиции производственного процесса, формализующие последовательность выбора средств технического оснащения, которые можно использовать для оптимизации состава СИО. Предложили математические зависимости, устанавливающие количественную оценку эффективности выполнения функций обработки информации в СИО многоцелевого станочного оборудования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сердобинцев Ю. П., Крылов Е. Г.** Проблемно-ориентированный подход к повышению качества функционирования инструментальной оснастки на обрабатывающих центрах // СТИН. 2015. № 3. С. 9—13.

2. **Крылов Е. Г., Макаров А. М., Козловцева Н. В.** Автоматизация организационно-технологической подготовки режущего инструмента // Известия ВолгГТУ. 2015. № 1 (156). С. 59—61.

3. **Лобанов Д. В., Янюшкин А. С.** Автоматизация организационной подготовки инструмента для обработки композиционных материалов // Автоматизация и современные технологии. 2013. № 3. С. 3—9.

4. **Капитанов А. В.** Технологическое проектирование автоматизированных станочных систем многономенклатурного производства // Автоматизация и современные технологии. 2014. № 3. С. 34—38.

5. **Симонова Л. А., Егоров Б. Е.** Анализ моделей представления знаний в интеллектуальной информационной системе инструментообеспечения // СТИН. 2014. № 6. С. 19—22.

6. **Методология** функционального моделирования IDEF0: Руководящий документ. М.: Госстандарт России, 2000. 75 с.

7. **Давыдова Н. А., Боровская Е. В.** Программирование М.: Бином. Лаборатория знаний, 2009. 240 с.

8. **Функциональное** моделирование процесса выбора режущего инструмента / Е. Г. Крылов, Ю. П. Сердобинцев, А. М. Макаров, Н. В. Козловцева // Известия ВолгГТУ. 2014. Т. 11. № 8 (135). С. 64—67.

Ve0517.fm Page 72 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

УДК 621.791.92

В. А. КОРОТКОВ (Нижнетагильский филиал УрФУ), e-mail: vk@udgz.ru

Методы повышения эффективности наплавки

Рассматриваются способы замены многослойной наплавки однослойной и принцип рационального выбора износостойкого материала. Приводятся расчетные зависимости.

Ключевые слова: наплавка, износостойкость, экономичность.

The methods of replacement of multilayered surfacing by one-layered and the principle of rational selection of wear resistant materials are considered. The calculation dependencies are presented.

Keywords: surfacing, wear resistance, economy.

Наплавка — нанесение на поверхности деталей слоя расплавленного металла, используется для восстановления изношенных поверхностей и/или увеличения их износостойкости. Повышение эффективности наплавки достигается снижением ее себестоимости, которое не должно сопровождаться ухудшением качества наплавки. Особенности решения этой задачи рассматриваются в данной статье.

Если считать, что потери наплавочного материала при образовании слоя наплавки на детали постоянны, тогда снижение затрат на материалы в первом приближении сводится к уменьшению толщины наплавленного слоя.

Рассмотрим случай восстановления изношенной поверхности наплавкой, перед которой деталь, как правило, подвергают механической обработке для удаления поверхностных дефектов, что влечет увеличение толщины наплавки. Но обработку можно не проводить, если глубина проплавления основного металла больше поверхностных дефектов. При силе тока 300÷400 А глубина проплавления составляет 2÷3 мм, и этого достаточно, чтобы не выполнять предварительную проточку колес рельсового транспорта (рис. 1), роликов рольгангов, тормозных шкивов и других деталей, работающих в условиях трения "металл — по металлу".

Другой случай — наплавка слоя износостойкого легированного металла. Первый слой наплавки перемешивается с основным нелегированным металлом, доля которого при использовании плавящихся электродов (под флюсом, в защитных газах, штучных электродов) может составлять 20÷40 %. Получается слой, обедненный легирующими элементами по сравнению с наплавочным материалом (электрод, проволока). Поэтому на первый слой наплавляют второй слой, содержащий больше легирующих элементов. Избежать наплавки второго слоя можно применением более легированного наплавочного материала [1]. Но это сопровождается увеличением затрат на наплавочный материал. Допустимое удорожание можно определить из неравенства

$$C_{\text{н.м}} + C_{\text{р}} \geq 0{,}5(KC_{\text{н.м}} + C_{\text{р}}), \qquad (1)$$

где $C_{\text{н.м}}$ — стоимость наплавочного материала при двухслойной наплавке; K — коэффициент удорожания наплавочного материала при однослойной наплавке по сравнению с двухслойной; $C_{\text{р}}$ — стоимость работы по выполнению двухслойной наплавки (без $C_{\text{н.м}}$); 0,5 — коэффициент, учитывающий снижение затрат при переходе от двухслойной наплавки к однослойной.

Из неравенства (1) видно, что чем больше стоимость $C_{\text{р}}$ работ по сравнению со стоимостью материалов при двухслойной наплавке, тем большее удорожание наплавочных материалов допускается для однослойной наплавки. Так, при $C_{\text{р}} = C_{\text{н.м}}$ допустимый коэффициент удорожания $K_{\max} = 3$, при $C_{\text{р}} = 2C_{\text{н.м}}$ получаем $K_{\max} = 4$, при $C_{\text{р}} = 0{,}5C_{\text{н.м}}$ получаем $K_{\max} = 2{,}5$.

Конструкторы, как правило, задают толщину слоя легированной наплавки, которую затем отождествляют с глубиной механической обработки под наплавку. Это не верно. При проплавлении основного металла толщина наплавленного слоя, как отмечалось, оказывается на 2÷3 мм больше, что может быть основанием для уменьшения глубины проточки и применения однослойной наплавки вместо двухслойной [2].

Для предупреждения отколов от основного металла твердая износостойкая наплавка, как правило, осуществляется на предварительно наплав-

Рис. 1. Колеса рельсового транспорта, наплавленные по изношенной поверхности без предварительной проточки

Ve0517.fm Page 73 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

ленный "буферный слой" из низкоуглеродистого мягкого металла, отказаться от которого можно применением материалов с низким содержанием углерода. Необходимые твердость и износостойкость в этом случае обеспечиваются соответствующим подбором легирующих элементов [3].

Износостойкие материалы являются, как правило, высоколегированными, а значит, дорогостоящими. При этом существует большой список альтернативных материалов, обеспечивающих равную твердость. Не переплачивать за излишне легированные материалы позволит следующий принцип. Износостойкость существенно (многократно) возрастает, если быстрое изнашивание при эксплуатации сменяется медленным изнашиванием. Быстрое изнашивание — это смятие, процарапывание, растрескивание, откалывание, схватывание. Медленное изнашивание — усталостное диспергирование, когда многочисленные рабочие воздействия при длительной эксплуатации вызывают наклеп и окисление поверхности с последующим отделением от нее микроскопических чешуек [4]. Такое изнашивание протекает столь медленно, что визуально различимым результатом становится изменение не очертаний поверхности, а ее цвета. Износ в этом случае характеризуют как "потертость".

Рассмотрим некоторые примеры. Наплавка приводных роликов, подающих горячекатанную полосу в пресс. Грубая поверхность полосы с окалиной вызывает быстрый износ роликов с процарапыванием поверхности. Для повышения твердости роликов до ≈ 50 *HRC* на них наплавляли низколегированную сталь и никелевый сплав "Колмоной". В обоих случаях срок службы кратно возрос в равной мере в ≈ 7 раз, что отразилось на внешнем виде изношенных роликов: бороздки и задиры исчезли, поверхность стала гладкой. От наплавки никелевого сплава отказались, так как его стоимость почти на порядок выше стоимости стальной проволоки.

Ролики рольганга, с которого закаленные рельсы сдвигались на соседний рольганг, изнашивались на конус на 15 мм за год эксплуатации. Столь быстрый износ объясняется тем, что при скольжении рельса твердостью 35 *HRC* по ролику твердостью 25 *HRC* происходит резание последнего с процарапыванием и снятием микростружки. Первоначальное требование к упрочнению роликов — повысить их твердость до твердости 55 *HRC* закаленной стали 45. Так как при восстановлении роликов обеспечить такую твердость достаточно дорого, то применили технологию восстановления до твердости 45 *HRC*, что оказалось достаточным. Резание и процарапывание роликов закаленными рельсами прекратилось, а срок службы увеличился более чем в 3 раза [5].

Рис. 2. Лезвие ковша с износостойкой наплавкой

Добиться замены быстрого изнашивания медленным изнашиванием по типу усталостного диспергирования не всегда можно использованием экономичных материалов. В этих случаях удорожание наплавки оправдывается экономией на закупках новых деталей, стоимость которых может существенно превышать расходы на наплавку. Быстрый износ лезвия ковша (рис. 2) должен был привести к преждевременному выходу его из строя и прекращению работы шахтной погрузочно-доставочной машины. Лезвие разбили на участки и наплавили экономичными ОЗН-7М (тип 60Х4Г4С3Р1АФ, 50 *HRC*) и более дорогими электродами ОЗИ-6 (тип 100Х4М7С1Ф1, 60 *HRC*). Через некоторое время эксплуатации определили их износ. Наименьший износ имел участок с наплавкой более дорогими электродами, которыми затем наплавили все лезвие ковша, что позволило отработать нормативный срок до получения нового ковша. В данном случае переплата за дорогой наплавочный материал позволила избежать преждевременной покупки нового ковша, стоимость которого в сотни раз больше удорожания электродов.

Повышение производительности наплавки традиционно решается путем автоматизации. Но возможны ситуации, когда автоматическая настройка наплавки занимает больше времени, чем сама наплавка, или когда доставка деталей к автоматической установке представляется затратной. В этом случае рациональным решением будет применение сварочных полуавтоматов. По производительности (7 кг/ч) они соответствуют автоматическим установкам, а по универсальности применения соответствуют ручной наплавке, но значительно превосходят ее по производительности (1 кг/ч) [6]. Прогресс в технологии производства порошковой проволоки за последнюю четверть века позволил наладить выпуск тонких (1,2÷2,4 мм) порошковых проволок для использования в полуавтоматах. Многие из них выпускаются самозащитными, т. е. не нуждаются в подаче защитных газов или флюса для защиты дуги. Это упрощает конструкцию сварочного полуавтомата, организацию рабочих мест и освоение технологии наплавки рабочим-сварщиком.

Ve0517.fm Page 74 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

Рис. 3. Стакан редуктора с наружной наплавкой и одновременным восстановлением износа внутренней поверхности наплавочными деформациями

Наплавка наружной поверхности втулок сопровождается их обжатием сварочными напряжениями с уменьшением внутреннего диаметра. Небольшие по величине упругие деформации устраняются в результате релаксации сварочных напряжений. Более значительные по величине пластические деформации сохраняются даже после релаксации остаточных напряжений, поэтому их можно использовать для восстановления износа. Условия пластической деформации внутренней поверхности втулки и ее значения определяются по зависимостям [7]:

$$R < \sqrt{A/B};$$

$$\delta = \alpha T 2B,$$

где R — радиус втулки, которая при наплавке нагревается до температуры $T = 700$ °С; A и B — наружный с наплавкой и внутренний радиусы втулки; δ — уменьшение внутреннего диаметра втулки; α — коэффициент линейного расширения.

На рис. 3 показан стакан редуктора трамвайного вагона с износом как наружной поверхности, контактирующей с корпусом редуктора, так и внутренней, контактирующей с наружными кольцами подшипников качения. Износ наружной поверхности восстанавливали наплавочным материалом, а внутренней — пластической деформацией от наплавки. Экономия заключается в сокращении расходов на наплавку внутренней поверхности.

Мельница МСЦ 3,6×4,5 имеет массу 90 т. На ней закрепляется 50 т брони, помещается 90 т мелющего продукта (стержней) и загружается 20 т горной рудо-содержащей породы, перерабатываемой с производительностью 230 т/ч. Столь значительную нагрузку воспринимают цапфы подшипников скольжения. Восстановленные наплавкой цапфы [8] после нормативной наработки (≈10 лет) отработали дополнительный срок. После второй наплавки при эксплуатации в цапфах начали появляться трещины, для предупреждения которых выполнили наплавку внутренней поверхности цапф. Но и наплавка нуждалась в восстановлении. Технологию подбирали так, чтобы одновременно на наружной поверхности создавались сжимающие напряжения (≈190 МПа), которые позволили исключить образование на ней трещин [9]. Благодаря этому торцевые крышки мельниц работают третий нормативный срок.

Таким образом, для сокращения затрат на наплавку можно предпринять следующие эффективные меры:

уменьшить проточку под наплавку на глубину проплавления (≈2÷3 мм) основного металла;

заменить двухслойную наплавку однослойной наплавкой более легированного материала;

отказаться от наплавки "буферного слоя" из мягкого металла, заменив его слоем с повышенной стойкостью к образованию трещин;

обеспечить не максимальную, а более низкую твердость наплавленного слоя, но при которой в процессе эксплуатации быстрое изнашивание (смятие, откол, схватывание и пр.) меняется на медленное изнашивание усталостным диспергированием;

не закупать новые детали, стоимость которых многократно превышает расходы на наплавку;

использовать сварочные полуавтоматы и самозащитные порошковые проволоки;

использовать остаточные деформации при наплавке наружной поверхности втулок для компенсации износа их внутренней поверхности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Коротков В. А., Михайлов И. Д.** Наплавка роликов МНЛЗ // Сварочное производство. 2011. № 8. С. 33—35.
2. **Полезная** модель 22901. Ролик МНЛЗ с наплавкой.
3. **Технология** механизированной наплавки автосцепок / В. А. Коротков, А. С. Зотов, Л. Б. Головизин и др. // Сварочное производство. 2005. № 9. С. 15—18.
4. **Гаркунов Д. Н.** Триботехника. М.: Машиностроение, 1989. 328 с.
5. **Восстановление** и упрочнение роликов рольгангов / В. А. Коротков, Л. В. Баскаков, И. А. Толстов, А. А. Бердников // Сварочное производство. 1991. № 3. С. 31—33.
6. **Коротков В. А.** Опыт применения сварочных полуавтоматов на предприятиях Уральского региона // Сварочное производство. 2004. № 3. С. 32—36.
7. **Коротков В. А.** Термическое деформирование деталей // Тяжелое машиностроение. 2002. № 7. С. 8—11.
8. **Коротков В. А., Замотин В. А.** Восстановление деталей горного оборудования // Горный журнал. 2001. № 8. С. 53—56.
9. **Коротков В. А.** Восстановление торцевых стенок мельниц наплавкой. // Сварочное производство. 2014. № 4. С. 37—40.

Ve0517.fm Page 75 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

УДК 621.951.7

Г. С. ЖЕЛЕЗНОВ, канд. техн. наук, С. Г. АНДРЕЕВА (Сызранский филиал Самарского ГТУ),
e-mail: zgs1931@mail.ru

Влияние упругой отдачи на отклонения размеров и формы поверхности отверстия при развертывании в тонкостенных заготовках

Методом конечных элементов исследованы упругие перемещения поверхности отверстия, обработанного развертыванием в проушине, в точках приложения радиальных составляющих силы резания. По результатам исследования построены зависимости для определения отклонений размера и формы обработанной поверхности отверстия с учетом всех влияющих факторов.

Ключевые слова: заготовка, развертывание, сила резания, упругое перемещение, поверхность, отклонение, размер, форма, режим резания, геометрия лезвий развертки, точность обработки.

By finite element method the elastic displacements of hole surface, processed by reaming in a lug, at points of application of cutting force radial components are studied. On the research results the dependencies for determination of deviations of dimension and shape of processed hole surface taking into account all factors that have influence on it are constructed.

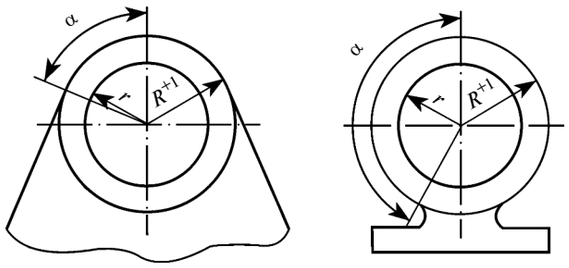
Keywords: billet, reaming, cutting force, elastic displacement, surface, deviation, dimension, shape, cutting mode, geometry of reamer blades, processing accuracy.

Упругая отдача при обработке резанием — это совокупность упругих перемещений элементов технологической системы (ТС) при снятии силовой нагрузки. При обработке резанием упругая отдача — одна из главных причин образования отклонений геометрических параметров обработанной поверхности. Если при движении режущего инструмента упругая отдача изменяется, то образуется отклонение формы обработанной поверхности, если не изменяется, то образуется отклонение размера поверхности от настроечного. Для обеспечения требуемой точности обработанной поверхности необходимо упругую отдачу учитывать при проектировании элементов ТС и настройке режущего инструмента на размер.

Упругая отдача определяется суммой упругих перемещений элементов ТС: обрабатываемой заготовки, деталей и узлов станка, станочного приспособления. Величины упругих перемещений зависят от жесткостей элементов ТС и составляющих силы резания, действующих по нормали к обработанной поверхности. Как правило, жесткостей деталей, узлов станка и станочного приспособления достаточно, чтобы исключить их влияние на точность обработанной поверхности, так как они устанавливаются при проектировании. Поэтому упругая отдача определяется, главным образом, жесткостью обрабатываемой заготовки и действующими при обработке силами резания. Для обеспечения точности обработанной поверхности необходимы математические зависимости, устанавливающие количественные связи упругой отдачи с параметрами заготовки, геометрией режущего инструмента и режимом резания. Для обработки на токарных станках заготовок простой формы в виде вала такие зависимости установлены в работах [1—3]. На практике существуют трудности учета упругой отдачи при обработке цилиндрических отверстий по 6—10 квалитетам точности в тонкостенных заготовках. Эти трудности можно объяснить тем, что в технической литературе пока нет зависимостей для определения упругих перемещений точек поверхностей цилиндрических отверстий в деталях произвольной формы в плане, вызванных сосредоточенными радиальными составляющими силы резания, приложенными по окружности поперечного сечения поверхности обработанного в заготовке отверстия. При обработке поверхностей отверстий зенкерами, развертками и расточными головками силы резания взаимно уравновешены и не действуют на другие элементы ТС. При этом упругая отдача происходит лишь в той части заготовки, которая прилегает к отверстию, и определяется толщиной заготовки вокруг обрабатываемого отверстия.

В работе приведены результаты численного исследования методом конечных элементов по программе Ansis упругих перемещений поверхности в точках приложения сосредоточенных сил резания при обработке цилиндрического отверстия в заготовке, имеющей форму проушины, разверткой с числом лезвий от 2 до 10 (рис. 1). Исследования проводили при вариации следующих влияющих факторов:

Ve0517.fm Page 76 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM



а) *б*)

Рис. 1. Проушина (*а*) и корпус подшипника (*б*) в плане

коэффициента тонкостенности $K = r/R$ — отношения радиуса r отверстия к радиусу R наружной цилиндрической части поверхности проушины;

числа z лезвий развертки;

угла α между плоскостью симметрии проушины и радиусом, проходящим через точку сопряжения цилиндрической и нецилиндрической частей наружной поверхности обрабатываемой заготовки;

относительной длины проушины $K_1 = H/r$ — отношения длины H цилиндрического отверстия в проушине к его радиусу r;

угла φ в плане режущей части развертки.

Задавая разные углы α, получали заготовки разных форм: при $\alpha = 0$ — пластину с отверстием, расположенным на расстоянии R от ее кромки; при $120° < \alpha < 175°$ — корпус подшипника (см. рис. 1, *б*); при $\alpha = 180°$ — круговой цилиндр.

Определяли перемещения поверхности обработанного отверстия в точках приложения сил резания в торцевом сечении и в сечении, соответствующем середине его длины, при повороте инструмента на угол, который отсчитывали от вертикальной плоскости симметрии отверстия с дискретностью, равной половине углового шага лезвий развертки, но не более 45°. Для разверток с числом лезвий $z > 6$ упругие перемещения определяли для положения развертки, при котором одно из лезвий расположено вертикально. Модуль упругости приняли постоянным, равным $22 \cdot 10^4$ МПа. Упругие перемещения точек обработанной поверхности происходят только под действием на лезвия развертки радиальных составляющих силы резания, которые определяли по зависимости работы [4]:

$$P_y = \left(C\tau t S_z + \frac{HB}{3}\frac{t}{\sin\varphi}h_з\right)\cos\varphi, \qquad (1)$$

где C — безразмерная величина, определяемая передним углом режущего инструмента и углом трения между стружкой и лезвием, среднее значение которой при развертывании можно принять равным 3; t и S_z — соответственно глубина резания и подача на зуб; $h_з$ — ширина фаски износа по задней поверхности лезвия развертки; HB — твердость по Бринеллю; φ — угол в плане режущих кромок развертки; $\tau = 0{,}577\sigma_в(1 + \delta + \psi)$ — касательное напряжение в плоскости сдвига зоны стружкообразования, определяемое механическими характеристиками материала обрабатываемой заготовки — пределом прочности $\sigma_в$, относительным удлинением δ, относительным сужением ψ.

По результатам численного исследования определяли усадку EU обработанного отверстия как наибольшую сумму радиальных перемещений точек поверхности отверстия, соответствующих вершинам противолежащих лезвий развертки. Отклонение от круглости EFK определяли как разность наибольшего и наименьшего значений усадки в торцевом поперечном сечении обработанной заготовки.

Зависимости отклонений от влияющих факторов аппроксимировали следующими степенными одночленами: усадку — $\mathrm{EU} = \xi_i AP$; отклонение от круглости — $\mathrm{EFK} = \xi_i BP$; отклонение профиля продольного сечения определяли как наибольшую разность значений усадки отверстия в торцевом и срединном поперечных сечениях для одного угла поворота развертки — $\mathrm{EFP} = AP(\xi_т - \xi_с)$, где $\xi_i = \xi_т$ — для торцевого сечения; $\xi_i = \xi_с$ — для среднего сечения; $A = 2{,}2(1 - K)^{-1{,}9}z^{-0{,}9}\alpha^{0{,}2}$, мкм; $B = 1{,}03(1 - K)^{-2}z^{-0{,}9}\alpha^{-0{,}9}$, мкм; α в рад.

Значения коэффициентов $\xi_т$ и $\xi_с$ определяли в зависимости от коэффициентов $K_1 = H/r$ (H — размер отверстия по его оси) и $K = r/R$ по зависимостям:

для среднего поперечного сечения:

$$\xi_с = 3{,}1\{1 + K_1^{0{,}25}\exp(-0{,}25K_1)\} \text{ при } K_1 > 0{,}3,$$

$$\xi_с = 1 + 9K_1\exp(-2{,}5K_1) \text{ при } K_1 \le 0{,}3;$$

для торцевого сечения:

$$\xi_т = 2{,}3\exp(1{,}25K - 1)\xi_с \text{ при } K_1 > 0{,}3,$$

$$\xi_т = 2{,}65\{1 - 0{,}57\exp(-4{,}8K_1)\}\exp(1{,}25K - 1)\xi_с \text{ при } K_1 \le 0{,}3.$$

Безразмерную радиальную составляющую силы резания P определяли по формуле

$$P = \frac{1000}{EL}P_y, \qquad (2)$$

где E — модуль упругости при растяжении обрабатываемого материала; L — условная длина ($L = H$ при $K_1 < 0{,}5$ и $L = 0{,}5r$ при $K_1 \ge 0{,}5$).

Верификацию результатов расчета по вышеприведенным зависимостям провели экспериментально на модели проушины из алюминиевого сплава Д16Т при $\alpha = 90°$, $K = 0{,}9$, $H = 15$ мм, $d = 50$ мм, а также сопоставлением результатов, полученных по вышеприведенным зависимостям, и результатов, полученных по зависимостям работы [5] для тонкостенного кольца, определяющим радиальные упругие перемещения в точках приложения двух

Ve0517.fm Page 77 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

противоположно направленных радиальных сил на концах одного диаметра отверстия.Отклонения результатов расчета от результатов эксперимента, а также от результатов расчета по зависимостям, приведенным в работе [5], составили ±15 %.

На рис. 2—6 приведены зависимости усадки EU, отклонения EFK от круглости и отклонения EFP профиля продольного сечения от основных влияющих факторов, построенные по результатам расчета по вышеприведенным зависимостям.

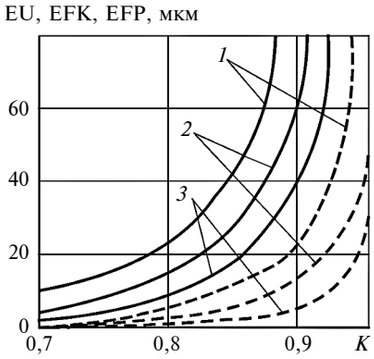


Рис. 2. Зависимости усадки EU (линии *1*), отклонения EFP профиля продольного сечения (линии *2*) и отклонения EFK от круглости (линии *3*) от коэффициента *K* тонкостенности при глубине резания *t* = 0,1 мм (сплошные линии) и *t* = 0,2 мм (штриховые линии) при K_1 = 0,9, φ = 15°, S_z = 0,2 мм, α = 90°, $h_з$ = 0,2 мм, $σ_в$ = 600 МПа, *z* = 8

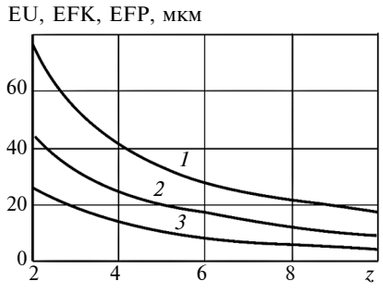


Рис. 3. Зависимости усадки EU (линия *1*), отклонений EFP (линия *2*) и EFK (линия *3*) от числа *z* зубьев развертки при K_1 = 0,9, *K* = 0,85, φ = 15°, *t* = 0,2 мм, S_z = 0,2 мм, α = 90°, $h_з$ = 0,2 мм, $σ_в$ = 600 МПа

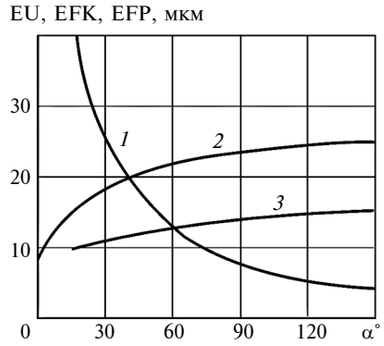


Рис. 4. Зависимости усадки EU (линия *2*), отклонений EFP (линия *3*) и EFK (линия *1*) от угла α

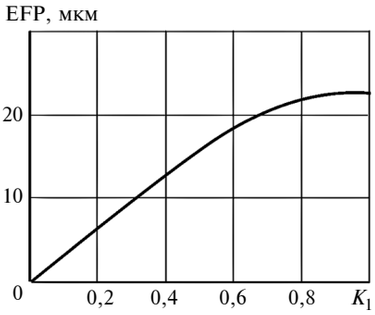


Рис. 5. Зависимость отклонения EFP от относительной длины K_1 проушины при *K* = 0,85, *z* = 8, φ = 15°, *t* = 0,2 мм, S_z = 0,2 мм, α = 90°, $h_з$ = 0,2 мм, $σ_в$ = 600 МПа

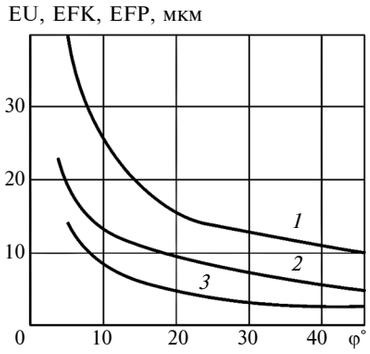


Рис. 6. Зависимости усадки EU (линия *1*), отклонений EFP (линия *2*) и EFK (линия *3*) от угла φ при K_1 = 0,9, *K* = 0,85, *z* = 8, φ = 15°, *t* = 0,2 мм, S_z = 0,2 мм, α = 90°, $h_з$ = 0,2 мм, $σ_в$ = 600 МПа

На рис. 2 приведены зависимости отклонений EU, EFK, EFP от коэффициента *K* тонкостенности, которые показывают, что при обработке отверстий развертыванием упругую отдачу следует учитывать лишь при *K* > 0,7. При этом и отклонение EFK, и отклонение EFP меньше усадки EU и составляют не более 60 % ее значения. При увеличении числа лезвий развертки до *z* = 10 (рис. 3) наблюдается уменьшение усадки и отклонений формы; увеличение числа лезвий *z* > 10 не приводит к существенному уменьшению усадки и отклонений формы. Усадка и отклонения формы в торцевых сечениях всегда больше, чем в средних сечениях отверстий.

При увеличении угла α (рис. 4) значительно уменьшается отклонение EFK и незначительно увеличиваются усадка EU и отклонение EFP.

При увеличении относительной длины K_1 проушины (рис. 5), т. е. длины обрабатываемого отверстия до *H* = 0,8*D*, где *D* — диметр наружной цилиндрической поверхности обрабатываемой заготовки, увеличивается отклонение профиля продольного сечения отверстия. Дальнейшее увеличение длины отверстия не влияет на это отклонение.

Ve0517.fm Page 78 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

УДК 621.983: 539.374

Ю. В. БЕССМЕРТНАЯ, Б. С. ЯКОВЛЕВ, кандидаты технических наук (Тульский ГУ), e-mail: mpf-tula@rambler.ru

Исследование силовых режимов изотермической вытяжки низких коробчатых деталей из овальных анизотропных заготовок[1]

Рассматриваются энергосиловые характеристики изотермической вытяжки низких коробчатых деталей с большими радиусами из анизотропных заготовок в зависимости от скорости пуансона, условий трения на контактных поверхностях рабочего инструмента и заготовки и давления прижима.

Ключевые слова: низкая коробчатая деталь, изотермическая вытяжка, пуансон, матрица, сила, напряжение.

The energy-force characteristics of isothermal drawing of thin box bodies with large radii from anisotropic billets depending on punch rate, friction conditions on contact surfaces of an operating tool and a billet and downward pressure are considered.

Keywords: thin box body, isothermal drawing, punch, matrix, force, stress.

Коробчатые детали прямоугольной формы получают вытяжкой из заготовок, форма которых зависит от относительных размеров деталей, в том числе от радиусов углов. В зависимости от требуемой формы изделия изготовляют из овальных заготовок с прямыми сторонами и прямоугольных заготовок со срезанными угловыми элементами.

Овальные заготовки используют, как правило, при вытяжке коробок с относительно большими угловыми радиусами при выполнении отношения $r_{угл}/(2a - h) \geq 0{,}4$, где $r_{угл}$ — радиус скругления; a и h — ширина и высота изделия. Такая заготовка имеет форму, в которой меньшие стороны коробки представляют радиальный контур, а большие стороны — прямые линии (рис. 1, *а*). Размеры листовых заготовок выбирают по рекомендациям технологических методик в соответствии с разверткой и рекомендуемой степенью вытяжки, расчетная схема которой приведена на рис. 1.

Фланец заготовки имеет зоны деформаций — угловые участки, и жесткие зоны — прямолинейные участки внутреннего контура. Металл в зоне деформации перемещается в радиальном направлении к точке O_2, в жесткой зоне — по нормалям к прямолинейным участкам матрицы. Данные зоны разделяют линии разрыва скоростей $l_{p1} > l_{p2}$.

[1] Работа выполнена по гранту РФФИ № 16-38-00082 мол_а, № 14-08-00066 а.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 75)

При этом на длине $0{,}4D$ от каждого торца заготовки отверстие приобретает конусообразность. На остальной длине обработанного отверстия отклонение профиля продольного сечения не образуется. При $H > 0{,}8D$ отверстие приобретает бочкообразную форму при минимальных диаметрах у торцов.

При угле в плане развертки $\varphi > 30°$ существенно уменьшаются усадка и отклонения формы обработанного отверстия (рис. 6).

Таким образом, увеличение подачи на зуб, глубины резания, прочности обрабатываемого материала, ширины фаски износа по задней поверхности и других факторов приводит к увеличению силы резания, а следовательно, и к увеличению отклонений геометрических параметров обработанной поверхности.

Приведенные зависимости позволяют управлять процессом развертывания отверстий в тонкостенных обрабатываемых заготовках с целью обеспечения точности как на стадии проектирования, так и при реализации процесса на рабочих местах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Корсаков В. С.** Точность механической обработки. М.: Машгиз, 1961. 373 с.
2. **Колев К. С.** Точность обработки и режимы резания. М.: Машиностроение, 1968. 278 с.
3. **Медведев Д. Д.** Точность обработки в мелкосерийном производстве. М.: Машиностроение, 1973. 118 с.
4. **Железнов Г. С., Схиртладзе А. Г.** Процессы механической и физико-химической обработки материалов. Старый Оскол: ТНТ, 2012. 456 с.
5. **Справочник** машиностроителя. Т. 3 // Глав. ред. акад. АН УССР С. В. Серенсен. М.: Машгиз, 1956. 565 с.

Ve0517.fm Page 79 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

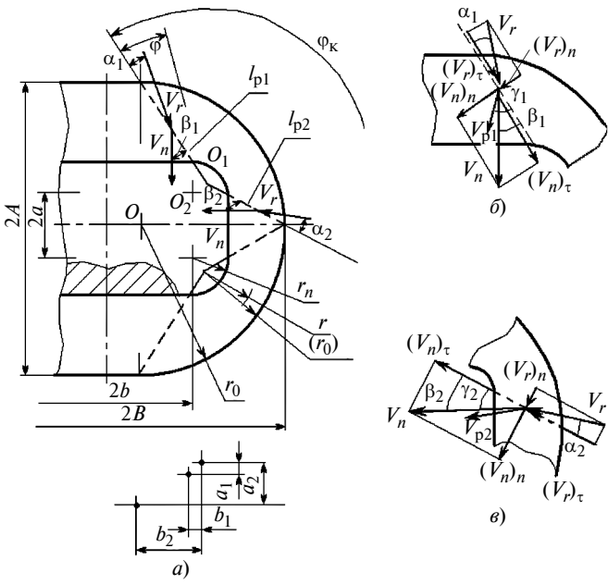


Рис. 1. Схема вытяжки прямоугольной коробки с большими угловыми радиусами:

а — заготовка и поле скоростей; *б* и *в* — планы скоростей на линиях разрыва соответственно l_{p1} и l_{p2}

Используя соответствующие уравнения линий разрыва скоростей $l_{p1} \equiv y_1 = r_n - x\mathrm{ctg}\beta_1$ и $l_{p2} \equiv y_2 = (r_n - x)\mathrm{tg}\beta_2$, определим координаты точки O_1 их пересечения по формулам:

$$\left.\begin{aligned} a_1 &= r_n\left(1 - \frac{(1-\mathrm{tg}\beta_2)\mathrm{ctg}\beta_1}{\mathrm{ctg}\beta_1 - \mathrm{tg}\beta_2}\right); \\ b_1 &= \frac{(1-\mathrm{tg}\beta_2)r_n}{\mathrm{ctg}\beta_1 - \mathrm{tg}\beta_2}; \\ a_2 &= a + a_1; \\ b_2 &= b + b_1 + r_0 - B, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где a, b, r_n, r_0, B — геометрические параметры (см. рис. 1, *а*).

Углы между векторами скоростей V_n перемещения жестких зон и соответствующими линиями разрыва определим по формулам:

$$\beta_1 = \mathrm{arctg}\frac{b - B + r_0}{A - a - r_n}; \quad \beta_2 = \mathrm{arctg}\frac{a}{B - b - r_n}.$$

Радиус (r_n) внутреннего контура угловой зоны деформации фланца и радиус (r_0) внешнего контура фланца, отнесенные к точке O_1, определим по формулам:

$$(r_n)_{01} = (a_1\cos\varphi + b_1\sin\varphi) \times$$
$$\times \left[\sqrt{1 - \frac{a_1^2 + b_1^2 - r_n^2}{(a_1\cos\varphi + b_1\sin\varphi)^2}} - 1\right]; \quad (2)$$

$$(r_0)_{01} = (a_2\cos\varphi + b_2\sin\varphi) \times$$
$$\times \left[\sqrt{1 - \frac{a_2^2 + b_2^2 - r_0^2}{(a_2\cos\varphi + b_2\sin\varphi)^2}} - 1\right]. \quad (3)$$

Здесь a_1, a_2, b_1, b_2 — линейные координаты, соответствующие уравнениям (1); $0 \le \varphi \le \varphi_к$ — угловые координаты точек на внешнем контуре зоны деформации, где $\varphi_к = \frac{\pi}{2} + \beta_1 + \beta_2$.

Для зоны деформаций кинематические соотношения определим по формулам:

$$V_r = V_n\left(\frac{(r_n)_{01}}{r}\right)^{\frac{R}{1+R}};$$

$$\xi_e = \chi V_n (r_n)_{01}^{\frac{R}{1+R}} r^{-\frac{1+2R}{1+R}}. \quad (4)$$

Эквивалентную деформацию определим по формуле

$$\varepsilon_e = \chi \ln\frac{r}{(r_n)_{01}}. \quad (5)$$

Для распределения толщины материала по фланцу используем выражение

$$\delta = \delta_0\left(\frac{r}{(r_n)_{01}}\right)^{\frac{1}{1+R}}. \quad (6)$$

В соответствие с уравнением $\sigma_e = k\varepsilon_e^m \xi_e^n$ состояния определим эквивалентные напряжения по формулам (4) и (5), а затем уравнение состояния и полученные напряжения с учетом зависимости (6) подставим в уравнение мощности внутренних сил

$$W_{вн} = \varphi \int_{r_n + \frac{a}{\sin\frac{\pi}{4}}}^{r_0} \sigma_e \xi_e \delta r \mathrm{d}r.$$

Принимая во внимание то, что пределы интегрирования по радиальному направлению ограничены уравнениями (2) и (3) дуг окружностей, получим:

$$W_{вн} = 4k\chi^{1+m+n}\delta_0 V_n^{1+n} \int_{-\beta_2}^{\frac{\pi}{2}+\beta_1} \left\{ ((r_n)_{01})^{\frac{(1+n)R-1}{1+R}} \times \right.$$
$$\left. \times \int_{(r_n)_{01}}^{(r_0)_{01}} \left[r^{1 - \frac{1+(1+n)(1+2R)}{1+R}} \left(\ln\frac{r}{(r_n)_{01}}\right)^m \mathrm{d}r \right] \mathrm{d}\varphi \right\}. \quad (7)$$

Далее выполним внутреннее интегрирование уравнения (7) по r, а затем с учетом формул (2) и (3) — по φ.

Заменив подынтегральное выражение внутреннего интеграла приближенным разложением

$$\left(\frac{1}{(r_n)_{01}}\right)^m \left(1 - m\frac{(r_n)_{01}}{r}\right) r^{1+m-\frac{1+(1+n)(1+2R)}{1+R}}$$

и проинтегрировав еще раз уравнение (7) по координате r, получим:

$$W_{\text{вн}} = 4k\chi^{1+m+n}\delta_0 V_n^{1+n}\left\{\int_{-\beta_2}^{\frac{\pi}{2}+\beta_1} (r_n)_{01}^{1-n} \times \right.$$

$$\left.\times \left\{\frac{1}{p}\left[\left(\frac{(r_0)_{01}}{(r_n)_{01}}\right)^p - 1\right] - \frac{m}{p-1}\left[\left(\frac{(r_0)_{01}}{(r_n)_{01}}\right)^{p-1} - 1\right]\right\}\right\} d\varphi, \quad (8)$$

где $p = 2 + m + \dfrac{1-(1+n)(1+2R)}{1+R}$.

Дальнейшее интегрирование ведется численно при подстановке формул (2) и (3).

Для определения мощности по линиям разрыва скоростей найдем их величину по формуле

$$(V_{\text{р}})_{1,2} = [((V_{\text{р}})_\tau)^2 + ((V_{\text{р}})_n)^2]^{1/2}.$$

При неизменных разрывах, исходя из рис. 1, *б*, *в*, получим:

$$\left.\begin{aligned} (V_{\text{р}})_1 &= V_n[1 + K_1^2 - 2K_1\cos(\alpha_1 - \beta_1)]^{1/2} = k_1 V_n; \\ (V_{\text{р}})_2 &= V_n[1 + K_2^2 - 2K_2\cos(\alpha_2 - \beta_2)]^{1/2} = k_2 V_n. \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

Здесь α_1 и α_2 — углы между линиями разрыва соответственно $l_{\text{р}1}$ и l_{p2} и вектором V_r скорости, которые имеют отрицательное значение; β_1 и β_2 — углы между линиями разрыва соответственно $l_{\text{р}1}$ и $l_{\text{р}2}$ и вектором V_n скорости, которые имеют положительное значение.

Отметим, что углы α_1 и α_2 изменяются на линии разрыва. Их средние значения (см. рис. 1, *а*) определим по формулам:

$$\left.\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{1}{2}\left\{\beta_1 + \operatorname{arctg}\frac{(b_2 - b_1)r_n}{(A-a)(A-a-r_n) + (b_2-b_1)^2}\right\}; \\ \alpha_2 &= \frac{1}{2}\left\{\beta_2 + \operatorname{arctg}\frac{ar_n}{(B-b)(B-b-r_n) + a^2}\right\}. \end{aligned}\right\} \quad (10)$$

Для расчета величин разрыва скоростей необходимо значения углов α_1 и α_2, определенных по формулам (10), подставить в уравнения (9).

Касательные напряжения по линиям разрыва скоростей с учетом соотношений (4) и (5) определим по формуле

$$\tau_{\text{р}} = k\eta\chi^{m+n} V_n^n (r_n)_{01}^{\frac{nR}{1+R}} r^{\frac{-n(1+2R)}{1+R}} \left(\ln\frac{r}{(r_n)_{01}}\right)^m. \quad (11)$$

Толщину материала на линиях разрыва принимаем $\delta_{\text{р}} = \delta_0$.

Имея в виду, что интегрирование необходимо вести по двум разным линиям разрыва, с учетом уравнений (9)—(11) определим мощность разрыва:

$$W_{\text{р}} = 4(M_1 + M_2)k\eta\chi^{m+n}\delta_0 V_n^{1+n},$$

где M_1 и M_2 — коэффициенты, которые определяем по формулам:

$$\left.\begin{aligned} M_1 &= k_1\sqrt{1+3\sin^2\gamma_1}[(r_n)_{01}]^{p_1} \times \\ &\times\left\{\frac{1}{p_2}\left[\left(\frac{(r_0)_{01}}{(r_n)_{01}}\right)^{p_2} - 1\right] - \right. \\ &\left. -\frac{m}{p_2-1}\left[\left(\frac{(r_0)_{01}}{(r_n)_{01}}\right)^{p_2-1} - 1\right]\right\} \text{ при } \varphi = -\beta_2; \\ M_2 &= k_2\sqrt{1+3\sin^2\gamma_2}[(r_n)_{01}]^{p_1} \times \\ &\times\left\{\frac{1}{p}\left[\left(\frac{(r_0)_{01}}{(r_n)_{01}}\right)^{p_2} - 1\right] - \right. \\ &\left. -\frac{m}{p_2-1}\left[\left(\frac{(r_0)_{01}}{(r_n)_{01}}\right)^{p_2-1} - 1\right]\right\} \text{ при } \varphi = \frac{\pi}{2} + \beta_1. \end{aligned}\right\} \quad (12)$$

Здесь $p_1 = p_2 - m + \dfrac{nR}{1+R}$; $p_2 = 1 + m - \dfrac{n(1+2R)}{1+R}$;

$K_1 = \left(\dfrac{(r_n)_{01}}{(r_0)_{01}}\right)^{-\frac{R}{1+R}}$ при $\varphi = \dfrac{\pi}{2} + \beta_1$; $K_2 = \left(\dfrac{(r_n)_{01}}{(r_0)_{01}}\right)^{\frac{R}{1+R}}$ при $\varphi = -\beta_2$.

По формулам (2) и (3) радиусы $(r_n)_{01}$, $(r_0)_{01}$ определяются при соответствующих значениях угла φ. Углы между линиями разрыва и векторами скоростей определим из плана скоростей по формулам:

$$\gamma_1 = \operatorname{arctg}\frac{(V_n)_n - (V_r)_n}{(V_n)_\tau - (V_r)_\tau} = \operatorname{arctg}\frac{\sin\beta_1 - \sin\alpha_1}{\cos\beta_1 - \cos\alpha_1};$$

$$\gamma_2 = \operatorname{arctg}\frac{\sin\beta_2 - \sin\alpha_2}{\cos\beta_2 - \cos\alpha_2},$$

Ve0517.fm Page 81 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

где $(V_n)_n$, $(V_n)_\tau$, $(V_r)_n$, $(V_r)_\tau$ — нормальные и касательные к линиям разрыва составляющие соответственно скоростей V_n и V_r.

Мощность трения выразим как

$$W_{\text{тр}}=8\mu q V_n\left\{\left\{\frac{1+R}{2+R}\int\limits_{-\beta_2}^{\frac{\pi}{2}+\beta_1}(r_n)_{01}^2\left[\left(\frac{(r_0)_{01}}{(r_n)_{01}}\right)^{\frac{2+R}{1+R}}-1\right]\mathrm{d}\varphi\right\}+\right.$$

$$+\left\{(A-a-r_n)\left[\frac{1}{2}(A-a-r_n)\mathrm{tg}\beta_1+\right.\right.$$

$$\left.\left.\left.+(b-(A-a-r_n)\mathrm{tg}\beta_1)\right]+(B-b-r_n)^2\mathrm{tg}\beta_2\right\}\right\},\quad(13)$$

где $(r_n)_{01}$, $(r_0)_{01}$ — радиусы, определенные по формулам (2) и (3).

Подставив уравнения (8), (12) и (13) в энергетическое неравенство $PV_n \le W_{\text{вн}} + W_{\text{р}} + W_{\text{тр}}$, получим силовые характеристики вытяжки прямоугольных коробок. В частном случае при $a = b$ и $A = B$ получим расчет для вытяжки квадратных коробок.

Если принять, что линии разрыва скоростей — это ортогональные прямые линии, проходящие через центры угловых радиусов дна изделия (рис. 2), то расчеты можно упростить. В этом случае составляем уравнения для расчета мощностей в зоне деформации и на линиях разрыва скоростей и мощности трения в соответствии с уравнением состояния $\sigma_e = k\varepsilon_e^m \xi_e^n$, из которого определяем эквивалентное напряжение. Кинематика в зонах деформаций характеризуется скоростями перемещения точек в материале заготовки, эквивалентными скоростями деформаций и их величинами. Уравнение окружности радиусом r_0 относительно точки O_1, т. е. центра движения точек зоны деформаций, запишем в виде:

$$(r_0)_{01} = [(a\sin\varphi + (b-c)\cos\varphi)]\times$$

$$\times\left[\sqrt{1-\frac{a^2+(b-c)^2-r_0^2}{(a\sin\varphi+(b-c)\cos\varphi)^2}}-1\right],\qquad(14)$$

где φ — текущие угловые координаты точек по внешнему контуру зоны деформаций, a, b, c — геометрические размеры элементов заготовки.

Тогда получим:

$$V_r = V_n\left(\frac{r_n}{r}\right)^{\frac{R}{1+R}};\qquad(15)$$

$$\xi_e = \chi V_n r_n^{\frac{R}{1+R}} r^{-\frac{1+2R}{1+R}};\quad \varepsilon_e = \chi\ln\frac{r}{r_n}.$$

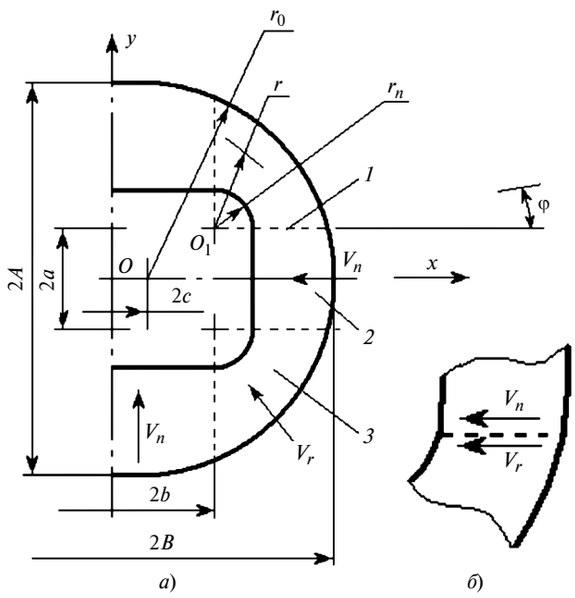


Рис. 2. К расчету однооперационной вытяжки прямоугольной коробки:

а — поле скоростей во фланце; *б* — разрыв скорости на линии; *1* — линия разрыва; *2* — жесткая зона; *3* — зона деформаций

Изменения толщины фланца учитываем, используя формулу (6).

Тогда мощность внутренних сил определим по формуле

$$W_{\text{вн}} = k\chi^{1+m+n}V_n^{1+n}r_n^{\frac{(1+n)R}{1+R}}\delta_0\times$$

$$\times\int\limits_0^{2\pi}\int\limits_{r_n}^{(r_0)_{01}} r^{1-\frac{(1+n)(1+2R)}{1+R}}\left(\ln\frac{r}{r_n}\right)^m \mathrm{d}r\mathrm{d}\varphi,\qquad(16)$$

где r — текущая радиальная координата точки; $(r_0)_{01}$ — радиус контура фланца, определенный по формуле (14).

Определив внутренний интеграл в уравнении (16) по радиусу r, далее выполним интегрирование по угловой координате φ при подстановке уравнения (14).

С учетом приближенного разложения

$$\left(\ln\frac{r}{r_n}\right)^m \approx \left(\frac{r}{r_n}\right)^m\left(1-m\frac{r_n}{r}\right),$$

после внутреннего интегрирования выражение (16) для определения внутренних мощностей запишем следующим образом:

$$W_{\text{вн}} = 4k\chi^{1+m+n}V_n^{1+n}\delta_0 r_n^{1-n}\times$$

$$\times\int\limits_0^{\pi/2}\left\{\frac{1}{p}\left[\left(\frac{(r_0)_{01}}{r_n}\right)^p-1\right]-\frac{m}{p-1}\left(\frac{(r_0)_{01}}{r_n}\right)^{p-1}\right\}\mathrm{d}\varphi,\quad(17)$$

Ve0517.fm Page 82 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

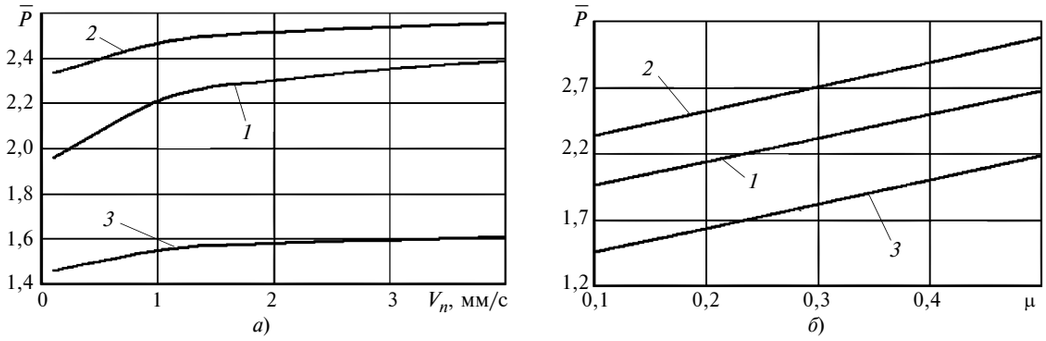


Рис. 3. Зависимости изменения силы $\bar{P}$ от скорости V_n (*а*) и коэффициента μ (*б*) для сплавов:
1 — ВТ6 при $T = 930$ °С; *2* и *3* — АМг6 соответственно при $T = 450$ и 530 °С

где $p = 2 + m + \dfrac{1-(1+n)(1+2R)}{1+R}$.

Окончательное интегрирование уравнения (17) производим после подстановки формулы (14).

Далее определим скорость на линии разрыва (см. рис. 2, *б*) по формуле

$$V_p = V_n\left[1-\left(\frac{r_n}{r}\right)^{\frac{R}{1+R}}\right].$$

Мощность разрыва рассчитаем по формуле

$$W_{\text{р}} = 4k\eta\chi^{m+n}\delta_0 V_n^{1+n} r_n^{\frac{nR}{1+R}} \times$$
$$\times\left\{\left[\int\limits_{r_n}^{(r_0)_{01}} r^{-\frac{n(1+2R)}{1+R}}\left(\ln\frac{r}{r_n}\right)^m \mathrm{d}r\right]_{\text{при } \varphi=0} + \right.$$
$$\left. + \left[\int\limits_{r_n}^{(r_0)_{01}} r^{-\frac{n(1+2R)}{1+R}}\left(\ln\frac{r}{r_n}\right)^m \mathrm{d}r\right]_{\text{при } \varphi=\varphi_{\text{к}}}\right\}. \qquad (18)$$

Если подынтегральную функцию заменить приближенной, как было показано выше, то после конечного интегрирования выражения (18) получим:

$$W_{\text{р}} = 4(M_1 + M_2)k\eta\chi^{m+n}\delta_0 r_n^{1-n} V_n^{1+n}, \qquad (19)$$

где $M_1 = \dfrac{1}{p}\left[\left(\dfrac{(r_0)_{01}}{r_n}\right)^p - 1\right] - \dfrac{m}{p-1}\left[\left(\dfrac{(r_0)_{01}}{r_n}\right)^{p-1} - 1\right]$

при $\varphi = 0$, а $M_2 = M_1$ при $\varphi = \varphi_{\text{к}} = \pi/2$, если радиус $(r_0)_{01}$ получен по формуле (14); $p = 1 + m - \dfrac{n(1+2R)}{1+R}$.

Мощность трения заготовки на матрице и под прижимом при контактной скорости в зонах деформации, определенной по уравнению (15), при $V_r = V_{\text{к}}$, а в жестких зонах при $V_n = V_{\text{к}}$, рассчитаем по формуле

$$W_{\text{тр}} = 8\mu q V_n\left\{r_n^{\frac{R}{1+R}}\left(\int\limits_0^{\frac{\pi}{2}}\int\limits_{r_n}^{(r_0)_{01}} r^{\frac{1}{1+R}}\mathrm{d}r\mathrm{d}\varphi\right) + \right.$$
$$+\left\{\int\limits_0^{b-c}[(r_0^2 - x^2)^{1/2}\mathrm{d}x - (b-c)(a+r_n)] + \right.$$
$$\left.\left. + \int\limits_0^a[(r_0^2 - y^2)^{1/2}\mathrm{d}y - a(b-c+r_n)] + c(r_0 - r_n - a)\right\}\right\}.$$

Проинтегрируем полученное уравнение по координате r, и с учетом того, что интегралы по координатам x и y решаются в конечном виде, получим:

$$W_{\text{тр}} = 8\mu q V_n\left\{\frac{1+R}{2+R} r_n^2 \int\limits_0^{\frac{\pi}{2}}\left[\left(\frac{(r_0)_{01}}{r_n}\right)^{\frac{2+R}{1+R}} - 1\right]\mathrm{d}\varphi + \right.$$
$$+\frac{1}{2}\left[a(r_0^2 - a^2)^{\frac{1}{2}} + r_0^2\arcsin\frac{a}{r_0}\right] - a(b-c+r_n) +$$
$$+\frac{1}{2}\left[\left[(b-c)(r_0^2-(b-c)^2)^{\frac{1}{2}} + r_0^2\arcsin\frac{b-c}{r_0}\right] - \right.$$
$$\left.\left. - (b-c)(a+r_n)\right] + c(r_0 - r_n - a)\right\}. \qquad (20)$$

Уравнение (20), в котором радиус $(r_0)_{01}$ определен по формуле (14), интегрируем по координате φ. Силу вытяжки низкой прямоугольной коробки определяем по зависимостям (17), (19), (20) с учетом энергетического неравенства $PV_n \le W_{\text{вн}} + W_{\text{р}} + W_{\text{тр}}$. В частном случае при $a = b$, $c = 0$, $A = B = r_0$ по-

Ve0517.fm Page 83 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

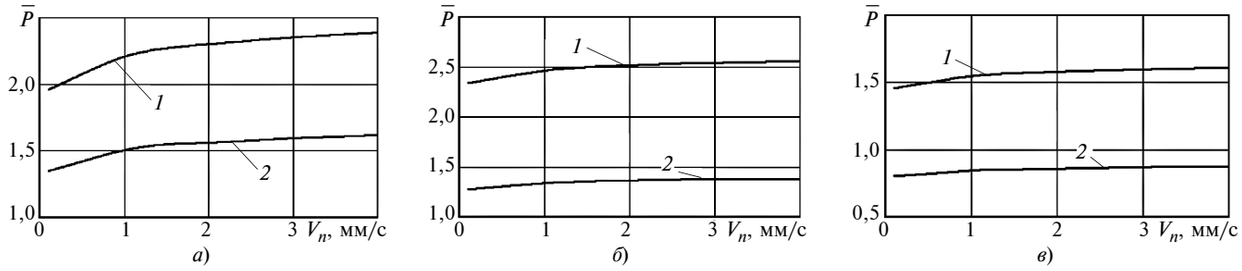


Рис. 4. Зависимости изменения силы $\bar{P}$ от скорости V_n для сплавов:

а — ВТ6 при 930 °С; *б* и *в* — АМг6 соответственно при 450 и 530 °С; расчеты по первой схеме деформирования (*1*) и по упрощенной схеме (*2*)

лучим расчет для вытяжки квадратной коробки. Далее интегрирование проводится по координате φ.

В зависимости от начальной анизотропии механических свойств листовых заготовок, скорости V_n инструмента, коэффициента μ трения на контактных поверхностях рабочего инструмента и заготовки, давления q прижима определяли силу P вытяжки низких коробчатых деталей из прямоугольной листовой заготовки в изотермических условиях.

Отдельные результаты теоретических исследований приведены на рис. 3 в виде зависимостей относительной максимальной силы $\bar{P} = P/(F\sigma^*)$, где $F = 4(a + b + \pi r_n/2)\delta_0$, изотермической вытяжки от скорости V_n пуансона и коэффициента μ трения для алюминиевого сплава АМг6 при температурах обработки $T = 450$ и 530 °С, а также для титанового сплава ВТ6 при температуре $T = 930$ °С. Расчеты выполняли при фиксированных технологических параметрах: $B = 60$ мм; $A = 35$ мм; $a = 15$ мм; $b = 40$ мм; $r_n = 8$ мм; $\delta_0 = 1$ мм; $\sigma_* = 50$ МПа. Давление прижима q назначали в соответствии с рекомендациями работы [4].

Результаты расчетов и анализ зависимостей на рис. 3 показали, что относительная максимальная сила $\bar{P}$ вытяжки увеличивается с возрастанием скорости V_n, коэффициента μ трения и давления q прижима.

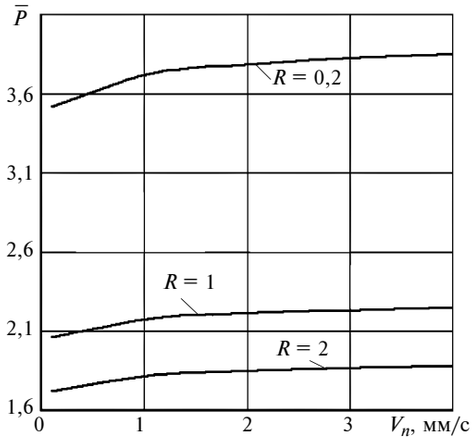


Рис. 5. Зависимости изменения силы $\bar{P}$ от скорости V_n

На рис. 4 приведены зависимости относительной силы $\bar{P}$ вытяжки от скорости V_n пуансона, рассчитанные по первой схеме деформирования и по упрощенной схеме, при фиксированных значениях коэффициента R нормальной анизотропии. Расчеты выполняли для заготовок и деталей с приведенными выше размерами и при $k = 54{,}57$ МПа/c^n; $m = 0{,}104$; $n = 0{,}0263$; $\sigma_* = 50$ МПа. Установлено, что при уменьшении коэффициента R относительная сила $\bar{P}$ вытяжки увеличивается.

Результаты теоретических исследований показали, что для повышения энергосиловых характеристик вытяжки низких коробчатых деталей с небольшим угловым радиусом необходимо использовать более точную схему расчета силовых параметров, так как погрешность расчетов составила более 50 %.

Установлено, что относительная сила $\bar{P}$ вытяжки возрастает с уменьшением коэффициента R анизотропии свойств материалов и повышением скорости V_n пуансона. При увеличении коэффициента R с 0,2 до 2 величина $\bar{P}$ уменьшается более чем в 2 раза (рис. 5).

Таким образом, дана оценка влияния анизотропии механических свойств заготовки на энергосиловые характеристики изотермической вытяжки коробчатых деталей из высокопрочных материалов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Вайнтрауб Д. А.** Технология глубокой вытяжки прямоугольных коробок. Л.: ЛДНТП, 1957. 98 с.

2. **Зубцов М. Е.** Листовая штамповка. Л.: Машиностроение, 1980. 432 с.

3. **Романовский В. П.** Справочник по холодной штамповке. Л.: Машиностроение, 1979. 520 с.

4. **Изотермическое** деформирование высокопрочных анизотропных металлов / С. П. Яковлев, В. Н. Чудин, С. С. Яковлев, Я. А. Соболев. М.: Машиностроение-1; 2004. 427 с.

5. **Ашкенази Е. К.** Анизотропия машиностроительных материалов. Л.: Машиностроение, 1969. 112 с.

Ve0517.fm Page 84 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.512

Ю. М. СОЛОМЕНЦЕВ, член-корр. РАН, Е. Б. ФРОЛОВ, А. Н. ФЕОФАНОВ, доктора технических наук (МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: fobos.mes@gmail.com

Эффективное управление производством — основа потенциала технологической системы

Рассматривается использование информационных технологий для повышения эффективности управления машиностроительным производством на основании оценки загруженности технологического оборудования, организации внутрицеховых материальных потоков и состояния заказов.

Ключевые слова: производство, эффективность, загруженность оборудования, производственный цикл, материальный поток, оптимизация.

The application of information technologies for effectiveness improvement of machinery production management on the base on assessment of manufacturing equipment loading, organization of intradepartmental material flow and state of orders is considered.

Keywords: production, effectiveness, equipment loading, manufacturing cycle, material flow, optimization.

Машиностроительное производство можно считать эффективным [1, 2], если в соответствии с международным стандартом ISO 9001:2008 (ГОСТ Р ИСО 9001—2008) оно прозрачно и управляемо. Для обеспечения данных двух факторов используют систему MES (Manufacturing Execution System — производственная исполнительная система), которая в соответствии с ISA-95 (ГОСТ Р МЭК 62264-1—2014) на каждом производственном участке одновременно обеспечивает оптимизацию загруженности технологического оборудования (определяется коэффициентом OEE) и оптимизацию времени исполнения заказов (определяется коэффициентом MCE).

Таким образом, определяя конкурентоспособность предприятий, следует оценивать не только производительность труда, но и эффективность использования технологического оборудования и управляемость производством.

Система MES состоит из набора программных и аппаратных средств, обеспечивающих управление производственной деятельностью от заказа на изготовление продукции до его завершения. Она инициирует производственный процесс; отслеживает его прохождение в реальном времени; фиксирует изменения в производстве; формирует отчеты о производственном процессе в текущем времени; осуществляет обмен информацией между подразделениями предприятия.

Основные функции MES: контроль состояния и распределение ресурсов (RAS); оперативное/детальное планирование (ODS); диспетчеризация производства (DPU); управление документами (DOC); сбор и хранение данных (DCA); управление персоналом (LM); управление качеством продукции (QM); управление производственными процессами (PM); управление техническим обслуживанием и ремонтом оборудования (MM); сбор информации о продукции (PTG); анализ производительности (PA).

Информационные системы управления цепочками поставок делятся на две группы: SCP (Supply Chain Planning) — для стратегического и тактического планирования, SCE (Supply Chain Execution) — для управления исполнением в режиме реального времени.

В SCP входят системы для расширенного планирования и формирования календарных графиков, например APS (Advanced Planning and Scheduling), применяемая для разработки графика пополнения запасов по всем позициям цепочки поставок, а также для формирования требований на соответствующее производство и транспортировку на основании прогнозов на спрос и сроков поставок с учетом местонахождения партнеров. При изменении данной информации система оперативно вносит изменения в расписание поставок и производства.

В SCP также входят системы прогнозирования, ориентированные и на поставщиков, и на покупателей. Данная система основана на стандарте CPFR (Collaborative Planning, Forecasting and Replenishment), разработанном ассоциацией Voluntary Interindustry Commerce Standards, который регламентирует планирование, прогнозирование и пополнение запасов.

Кроме того, SCP позволяет осуществлять стратегическое планирование структуры цепочки поставок, разрабатывать планы сети поставок, моделировать различные ситуации, оценивать уровень выполнения операций, сравнивать плановые и текущие показатели.

В SCE входят три программных продукта:

WMS (Warehousing Management Systems) — система для управления складом, с помощью которой осуществляется контроль их заполнения, задаются правила сортировки, упаковки и складирования грузов, оценивается состояние запасов в режиме реального времени, она совместима с оборудованием для обработки штрихкодов и автоматическими складскими системами;

TMS (Transportation Management Systems) — система для управления перевозками, которая позволяет формировать оптимальный план транспортировки товаров и материалов с учетом сроков поставок, наличия транспорта, графиков работы и т. д., формировать оптимальную схему загрузки транспортных средств, отслеживать грузы, находящиеся в пути;

OMS (Order Management Systems) — система для управления заказами, обеспечивает формирование заказов с учетом требований заказчика, оценивает возможность выполнения заказа, разработку альтернативных вариантов, при необходимости передает информацию о заказе в APS для оценки возможности его выполнения. После того как заказ размещен, OMS отслеживает выполнение заказа по информации, полученной из WMS, TMS и MES.

Система CRM позволяет автоматизировать бизнес-процессы, обеспечивая взаимодействие всех подразделений с клиентами на уровне, определяемом CRM-идеологией, которая направлена на удовлетворение запросов клиентов и оптимизацию деятельности предприятия, сокращение издержек на поиск и обработку информации, оптимизацию управления продажами.

CRM включает в себя: базу данных по продукции, услугам, ценам, конкурентам, состоянию рынка; систему планирования; модули управления контактами, оперативными взаимодействиями с клиентами, заключенными и потенциальными договорами; инструменты телемаркетинга и генерации отчетов; систему автоматической подготовки коммерческих предложений. CRM обеспечивает проведение анализа и сегментации целевой аудитории, создание списков потенциальных клиентов и их распределение между торговыми представителями, планирование маркетинговых мероприятий, исследований и их анализ.

Для оценки эффективности производства используют коэффициент OEE (Overal Equipment Effectiveness):

$$\mathrm{OEE} = K_{\text{вр}} K_{\text{пр}} K_{\text{к}},$$

где $K_{\text{вр}}$ — коэффициент доступности оборудования, который определяет загруженность станков и зависит от эффективности работы службы главного механика; $K_{\text{пр}}$ — коэффициент производительности оборудования и эффективности применяемых методов организации производства; $K_{\text{к}}$ — коэффициент качества, который зависит от системы менеджмента качества предприятия.

Важным показателем эффективности производства является и коэффициент MCE (Manufacturing Cycle Effectiveness), т. е. коэффициент эффективности операционного цикла при изготовлении конкретной продукции на производственном участке:

$$\mathrm{MCE} = T_{ik}\mathrm{B}_{ik}/\Sigma\Phi_{\text{в.р}j},$$

где T_{ik} — такт выпуска i-й продукции на k-м участке; B_{ik} — выработка k-го производственного участка по деталям, входящим в j-й продукт; $\Phi_{\text{в.р}j}$ — фонд времени работы одной единицы оборудования (j — число используемых единиц оборудования).

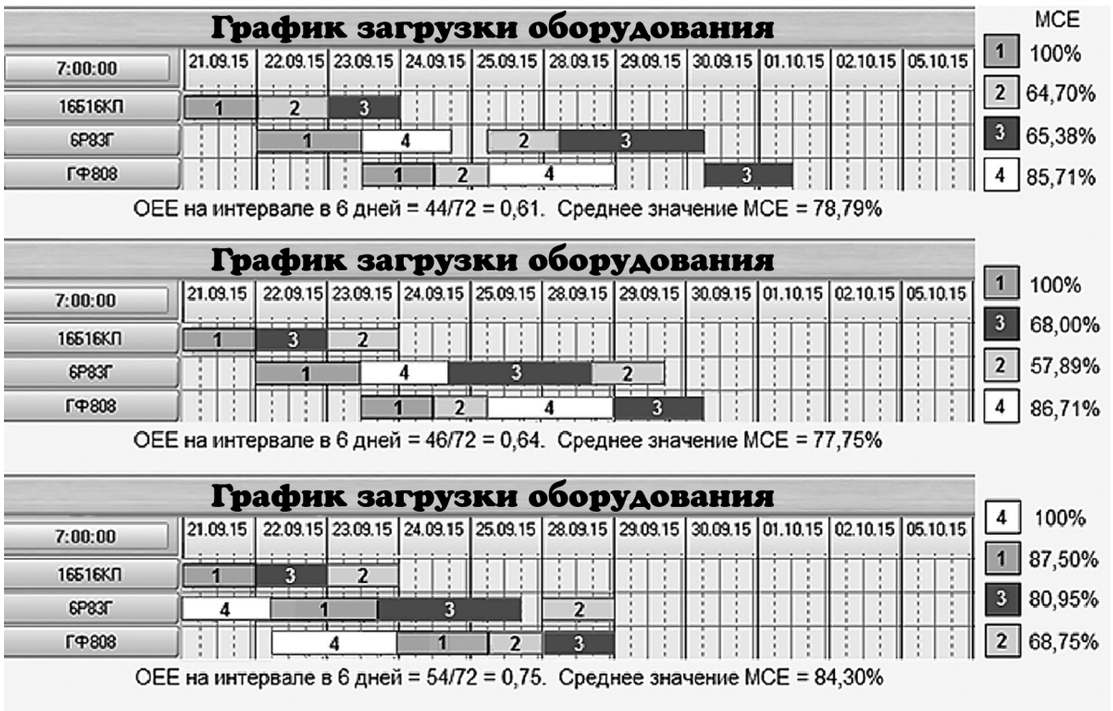
Коэффициент MCE определяет скорость прохождения деталей, входящих в заказ, через определенный производственный участок.

Так, для производственной системы ФОБО (ИКТИ РАН) с помощью MES были рассчитаны коэффициенты MCE с детальным анализом времени технологических операций, простоев оборудования и продолжительности нахождения деталей в ожидании очереди на обработку. На участке шлифовальных станков он составил 51,03 %.

Управление динамическими системами и, в частности, внутрицеховыми материальными потоками при обработке деталей заключается в переводе системы из текущего состояния в заданное состояние путем входного управляющего воздействия. Со времени издания работы Дж. Форрестера о производственных динамических системах [3] опубликовано большое число исследований, посвященных моделированию производственных систем [4—7] и, в частности, моделированию мелкосерийных и единичных производств, которые характеризуются большой номенклатурой изготовляемых изделий. В этом случае планово-учетной единицей является заказ, т. е. комплект деталей и сборочных единиц (ДСЕ), изготовляемых к заданному сроку. Обработка ДСЕ непосредственно связана с динамикой внутрицеховых материальных потоков.

Для успешного управления мелкосерийными и единичными производствами необходима адекватная оценка состояния систем обработки, которое определяется уровнем загрузки технологического оборудования (коэффициент OEE) и скоростью прохождения деталей через этот участок (коэффициент MCE), что является обязательным требованием международного стандарта ISO 9001:2008 (ГОСТ Р ИСО 9001:2008).

Ve0517.fm Page 86 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM



Одновременная оптимизация загруженности оборудования и скорости изготовления заказов относится к задачам многокритериальной оптимизации и эффективно решается путем составления производственных графиков работы технологического оборудования [7, 8, 10].

С помощью производственной системы "ФОБОС" (ИКТИ РАН) были рассчитаны коэффициенты МСЕ с детальным анализом времени технологических операций, простоев оборудования и продолжительности нахождения деталей в ожидании очереди на обработку.

На рисунке представлены три графика загрузки оборудования, т. е. последовательности обработок четырех заказов, изготовляемых на трех станках, анализ которых показывает, как время изготовления разных деталей зависит от расписания выполняемых работ.

Таким образом, для повышения эффективности управления промышленным предприятием необходимо использовать информационные технологии. Управление производством должно быть направленно, прежде всего, на оптимизацию внутрицеховых материальных потоков. Эффективность управления производством оценивается его текущим состоянием.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Соломенцев Ю. М., Фролов Е. Б.** Современные методы повышения эффективности машиностроительных производств // Технология машиностроения. 2015. № 8. С. 54—58.

2. **Соломенцев Ю. М., Фролов Е. Б.** Эффективность машиностроительного производства, подмена термина "производительность труда" понятием хорошо управляемого производства // Технология машиностроения. 2015. № 8. С. 58—64.

3. **Форрестер Дж.** Основы кибернетики предприятия (индустриальная динамика) / Пер. с англ., ред. Д. М. Гвишиани. М: Прогресс, 1971. 340 с.

4. **Frolov E.** Approach Mathematical Model of the Material Flow Dynamics in FMS and Optimal Schedule Correction Problem. Software for Manufacturing, Proceedings of the Seventh International IFIP/IFAC / Conference PROLAMAT-88. Germany. 1988. 14—17 June. P. 379—388.

5. **Соломенцев Ю. М., Фролов Е. Б.** Математическая модель участка гибкой производственной системы // Проблемы управления и теории информации. Т. 17. 1988. № 2. С. 23—34.

6. **System** Dynamics Review, the Journal of the System Dynamics Society. 2007. V. 23. N. 2, 3.

7. **Соломенцев Ю. М., Загидуллин Р. Р., Фролов Е. Б.** Планирование в современных системах управления производством // Информационные технологии и вычислительные системы. 2010. № 4. С. 76—81.

8. **Фролов Е. Б.** MES для дискретного производства — метод вычисляемых приоритетов //САПР и Графика. 2011. № 1. С. 43—51.

9. **Квалиметрия** в машиностроении / Р. М. Хвастунов, А. Н. Феофанов, В. М. Корнеева, Е. Г. Нахапетян. М.: Экзамен. 2009. 285 с.

10. **Феофанов А. Н.** О методах многокритериальной оптимизации в связи с их применением к задаче построения гибких автоматических линий (ГАЛ) // Стружка. 2006. № 3 (14). С. 20—24.

Ve0517.fm Page 87 Tuesday, April 11, 2017 9:30 AM

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 3977-60

Д. И. ДОЛГОВ, канд. экон. наук (Мордовский ГПИ им. М. Е. Евсевьева, г. Нижний Тагил),
e-mail: dolgov_dmitry@mail.ru

Оценка конкурентоустойчивости ОАО "Уралвагонзавод"

Рассматриваются факторы конкурентоустойчивости предприятия и аспекты управления ею на примере ОАО "Уралвагонзавод".

Ключевые слова: предприятие, конкурентоустойчивость, оценка, управление, устойчивость производства.

The competition resistance factors of an enterprise and aspects of its management on the example of OJSC "Uralvagonzavod" are considered.

Keywords: enterprise, competition resistance, assessment, management, stability of production.

В настоящее время под конкурентоустойчивостью понимают способность организации сохранять конкурентоспособность — реальное и потенциальное превосходство над своими соперниками в самых разных условиях, постоянно совершенствуя ключевые бизнес-процессы.

Если рассматривать категорию "конкурентоустойчивость" применительно к предприятию, то ее можно определить как эффективную хозяйственную деятельность, обеспечивающую прибыльную реализацию товаров и услуг всем комплексом имеющихся средств в условиях конкурентного рынка. Производство и реализация конкурентоустойчивых товаров и услуг — обобщающий показатель жизнестойкости предприятия, его умения эффективно использовать организационный, производственный, финансовый и социальный потенциалы. Как следствие, конкурентоустойчивое предприятие имеет особые преимущества перед конкурентами.

Предприятие и выпускаемая им продукция тесно связаны. Поэтому понятие "конкурентоустойчивость" включает две характеристики: "конкурентоустойчивость товара" и "конкурентоустойчивость предприятия".

Под конкурентоустойчивостью следует понимать стабильную работу всех производственных систем предприятия в условиях конкуренции. Это не только способность конкурировать продукцией, но и иметь высокий конкурентный потенциал (технологию, оборудование, подготовленный персонал, экономическую и финансовую стабильность, социальную обеспеченность). Конкурентоустойчивость позволяет создавать, контролировать развитие и формировать потенциал производственной системы по всем составляющим на высоком качественном уровне. При этом необходимо ориентироваться на параметры ведущего конкурента отрасли и международные нормативы и стандарты.

Кроме того, должна быть обеспечена финансово-экономическая устойчивость функционирования производственной системы. Важным моментом в достижении конкурентоустойчивости является соблюдение алгоритма действий по выбору зоны хозяйствования — сектора, ниши на рынке — в зависимости от привлекательности для производителя и потребителя [1]. Потенциал предприятия определяет конкурентный статус, который должен обеспечивать устойчивую производственно-хозяйственную деятельность в выбранном сегменте рынка, т. е. конкурентоустойчивость предприятия как в сфере производства, так и в сфере торговли [2].

Для полной картины оценки конкурентоустойчивости промышленности необходимо оценить конкурентоустойчивость конкретного предприятия, что и сделано по приведенной в данной статье методике на примере ОАО "Уралвагонзавод" (УВЗ).

Предварительно определяют цели и задачи совершенствования качества выпускаемых предприятием изделий на основании первичной информации о качестве продукции, выпускаемой предприятием. Получают документы, содержащие аналитическую информацию о послепродажном обслуживании продукции и другие сведения по объекту исследования.

Далее на основании информационно-аналитической документации оценивалась финансово-хозяйственная деятельность ОАО "Уралвагонзавод" и были сделаны следующие выводы:

деятельность исполнительных и наблюдательных органов проводилась в соответствии с учредительными документами;

фактов нарушения нормативно-правовых актов РФ не обнаружено.

В ходе проверки нарушений в составлении бухгалтерской отчетности и ведении бухгалтерского учета не выявлено. Бухгалтерская отчетность достоверно отражала финансовое положение ОАО "Научно-производственная корпорация "Уралвагонзавод" по состоянию на 31 декабря 2016 года, результаты его финансово-хозяйственной деятельности и движение денежных средств за 2016 г. соответствовали установленным в Российской Федерации правилам составления бухгалтерской отчетности.

Оценка производственного процесса на ОАО за 2016 г. показала, что товарной продукции изготовлено на сумму 70 млрд руб. Производством в 2016 г. выпущено подвижного состава 29 796 вагоно-изделий. Вагоносборочное производство в течение года было загружено на 68 %. Подвижного состава произведено 20 483 ед., в том числе 13 805 ед. полувагонов разных моделей. Предусмотрено расширение модельного ряда цистерн за счет серийного производства перспективных моделей для перевозки сжиженных углеводородных газов. Выпуск цистерн разных модификаций составил 6342 ед. Кроме того, изготовили 336 ед. других видов подвижного состава (лесовозы, думпкары, платформы).

Общий уровень конкурентоустойчивости сферы услуг по ремонту вагонов-цистерн на ОАО "Уралвагонзавод" признан удовлетворительным.

Комплексный показатель $K_п$ конкурентоустойчивости вагоноремонтных предприятий определяется по формуле

$$K_п = 0{,}15Э_п + 0{,}29Э_ф + 0{,}23Э_м + 0{,}33K_{т.п} =$$
$$= 0{,}15 \cdot 0{,}8 + 0{,}29 \cdot 0{,}8 + 0{,}23 \cdot 0{,}9 + 0{,}33 \cdot 0{,}7 =$$
$$= 0{,}12 + 0{,}232 + 0{,}207 + 0{,}231 = 0{,}79,$$

где $Э_п$, $Э_ф$ и $Э_м$ — эффективности соответственно производства продукции; движения финансов; маркетинговой деятельности; $K_{т.п}$ — показатель конкурентоустойчивости технологии производства.

Были разработаны мероприятия по повышению конкурентоустойчивости ОАО "Уралвагонзавод".

В 2016 г. менеджментом корпорации утверждена "Стратегия развития ОАО "Научно-производственная корпорация "Уралвагонзавод" на период до 2020 г.", важнейшим элементом которой является "Программа инновационного развития до 2020 г.".

В 2016 г. продолжилась реализация инвестиционных проектов технического перевооружения, модернизации и реконструкции, начатых в предыдущие годы. Основными приоритетами инновационного развития Общества стала реализация Федеральной целевой программы "Развитие оборонно-промышленного комплекса РФ на 2011—2020 гг.", в рамках которой осваивалось производство тяжелой унифицированной межвидовой платформы для разных родов войск по проекту "Реконструкция специального производства". ОАО "Уралвагонзавод" успешно продолжило работу по улучшению конструктивных и технологических характеристик подвижного состава, по расширению модельного ряда 19 разновидностей вагонов и цистерн, в том числе и инновационных моделей.

Чтобы достойно конкурировать на рынке, специалисты УВЗ вели работы по созданию и постановке на производство перспективных изделий и внедрению прогрессивных технологий. В 2016 г. на IV Международном салоне техники и технологий EXPO-1520 представили сразу семь инновационных моделей вагонов, включая вагоны с применением композитных материалов. Например, вагон-хоппер модели 19-5167, кузов которого впервые в мировой практике разработан и изготовлен из композитного материала с использованием метода вакуумной инфузии. Изделие удостоено престижной международной премии JEC Awards. Также были представлены вагоны-хопперы для перевозки минеральных удобрений и зерна, цистерны для перевозки нефтепродуктов и сжиженных углеводородных газов, платформы для перевозки лесоматериалов, бункерный вагон для перевозки цемента.

По договору с заказчиком ОАО спроектировало и освоило производство весоповерочного вагона — уникального изделия в линейке продукции завода. Этот проект наглядно показал способность оперативно реагировать на разнообразные запросы заказчиков по созданию нестандартной продукции.

Преимущество инновационных вагонов — более низкая стоимость их содержания. Кроме того, действует программа господдержки собственников инновационных вагонов в виде предоставления льготных тарифов на перевозку грузов и предоставление субсидий на их приобретение.

В рамках создания перспективной железнодорожной продукции получены сертификаты соответствия ФБУ "Регистр сертификации на федеральном железнодорожном транспорте"; на полувагон мод. 12-196-02 на тележках мод. 18-194-1 с нагрузкой 25 тс, имеющий кузов с увеличенным с 88 до 94 м^3 объемом; цистерну для нефтепродуктов мод. 15-5157-02 на тележках мод. 18-100 с нагрузкой 23,5 тс и уменьшенной массой тары, что позволило повысить грузоподъемность с 66 до 68 т. Сертификат соответствия получен также на цистерну для нефтепродуктов мод. 15-5157-04 на тележках мод. 18-194-1 с нагрузкой 25 тс. Это первая сертифицированная в России и странах СНГ модель цистерны с увеличенной нагрузкой на ось и межремонтным пробегом. Грузоподъемность цистерны — 73 т, что на 6÷7 т больше существующих аналогов.

Совершенствование модернизации ремонта вагонов-цистерн на предприятии ОАО "Уралвагонзавод", на наш взгляд, должно включать ряд этапов.

Подготовка вагонов к ремонту. Перед подачей на ремонт вагоны освобождают от остатков груза и при необходимости моют снаружи в моечных установках раствором каустической соды, который удаляет коррозию с металлических частей и обезжиривает их. Это необходимо для качественных сварочных работ на кузове и раме вагона. Затем вагон тщательно осматривают и составляют дефектную ведомость с перечнем дополнительных работ и указанием трудоемкости ремонта. При этом классифицируют степень тяжести ремонта — нормальный или повышенный объем работы.

Ремонт рамы и кузова. Кузов и раму вагона ремонтируют на вагоносборочном участке. Вагон подают на ремонтное место (стойло), оборудованное качающимися опорами (ставлюгами) или электродомкратами, установленными на базе вагона. Подвагонную тягу отсоединяют от тормозной рычажной передачи тележки, кузов вагона поднимают с помощью мостового крана, устанавливают его на ставлюги и закрепляют. При использовании стационарных электродомкратов кузов вагона после подъема остается на них. Тележки вагона передают на учасок ремонта ходовых частей.

Ремонт механизмов и систем вагона. Механизм открывания бортов при капитальном ремонте разбирают, очищают от грязи и краски и тщательно осматривают; при текущем ремонте его разбирают только по необходимости.

Механизация ремонтных работ. Ремонт вагонов связан с большим объемом таких трудоемких операций, как очистка и обмывка вагонов, правка элементов кузова и рамы, монтаж и демонтаж деталей автосцепного и автотормозного оборудования, деталей и узлов механизма разгрузки, транспортировка их с позиций разборки вагонов на специализированные участки ремонта и обратно.

Окраска вагонов и приемка их из ремонта. В процессе эксплуатации вагонов, а также при ремонте старая краска на элементах кузова и рамы вагона разрушается, поэтому в зависимости от степени разрушения при ремонте вагон частично или полностью красят. Полная окраска вагонов включает подготовку к окраске, окраску и последующую сушку. Металлические поверхности сначала очищают от грязи, ржавчины, старой краски и грунтовки механическими способами электрическими или пневматическими щетками, шарашками, а затем красят.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бовыкин В. Н.** Новый менеджмент. М.: Экономика, 2003. 321 с.

2. **Бляхман Л. С.** Экономика фирмы. М.: Изд-во "Лань", 2001. 386 с.