

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ
ЖУРНАЛ ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ УТВЕРЖДЕННЫХ ВАК РФ ИЗДАНИЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИИ ТРУДОВ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ ПО ГРУППАМ НАУЧНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ: 01.02.01 — Теоретическая механика, 01.02.04 — Механика деформируемого твердого тела, 01.02.06 — Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры, 05.02.02 — Машиноведение системы приводов и детали машин, 05.02.04 — Трение и износ в машинах, 05.02.05 — Роботы, мехатроника и робототехнические системы, 05.02.07 — Технология и оборудование механической и физико-технической обработки, 05.02.10 — Сварка, родственные процессы и технологии, 05.02.11 — Методы контроля и диагностика в машиностроении, 05.02.13 — Машины, агрегаты и процессы, 05.02.18 — Теория механизмов и машин, 05.04.11 — Атомное реакторостроение, машины, агрегаты и технология материалов атомной промышленности

2020 Том 21
2 (235)

СОДЕРЖАНИЕ

Сборочное оборудование и его элементы

Киселёва О.В., Звягинцева П.А., Макарова Д.Г., Егоренко М.П. Вариант модернизированного станка для гибки медных полукатушек на ребро в энергоёмком машино- и приборостроении 51

Современные технологии сборки

Иванов А.А., Кретинин О.В. Гибкие сборочные линии модульного типа на единой структурной основе 55

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Непомилуев В.В., Соколова Е.Ю., Белова Н.С. Оценка качества технологического процесса при его проектировании 60

Экология и безопасность сборочных работ

Микаева С.А., Микаева А.С., Ларшина Э.Л., Дюкин А.А. Сборка системы предварительной очистки воздуха 64

Трение и смазка в машинах и механизмах

Шишкарёв М.П. Уровень перегрузок в адаптивных фрикционных муфтах с переменным коэффициентом усиления 70
Фридберг А.М. Вибрация и крип при качении упругих тел (колесо—рельс) . . . 76
Эрлих Б.М. Методика изменения состояния автоколебаний в системе с характеристикой Ван дер Поля с учетом нелинейностей сложного типа 81

В помощь конструктору, технологу

Волков Г.Ю., Смирнов В.В., Фадюшин Д.В. Пути снижения остаточных объемов в планетарных роторных гидромашинах с плавающими сателлитами 86
Житников Ю.З., Житников Б.Ю., Матросов А.Е. Методика разработки кинематических схем устройств автоматизированной сборки изделий на основе структурных схем управления процессом 91

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индекс по каталогу "Пресса России" — 84967) или непосредственно в издательстве
Тел.: 8 (499) 269-54-98, 269-54-96
E-mail: sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru
Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.

Председатель редакционного совета
В.И. КОЛЕСНИКОВ, академик РАН

Редакционный совет

МОСКВА

А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор), д.т.н., проф.
В.В. БАРДУШКИН, д.ф.-м.н.
И.А. БУЯНОВСКИЙ, д.т.н., проф.
М.В. ВАРТАНОВ, д.т.н., проф.
С.М. ЗАХАРОВ, д.т.н.
И.Н. ЗИНИНА, к.т.н., доц.
Ю.Л. ИВАНОВ, д.т.н.
А.В. ИГНАТОВ, к.т.н., доц.
А.И. КУМЕНКО, д.т.н., проф.
И.А. ЛЮБИНИН, к.т.н.
Е.А. МИКРИН, д.т.н., акад. РАН
Б.В. ШАНДРОВ, к.т.н., проф.
А.Г. ХОЛОДКОВА, к.т.н., проф.

Региональные редсоветы

ВЛАДИВОСТОК

Ю.Н. КУЛЬЧИН, акад. РАН
А.А. СУПОНЯ, к.т.н.

ВОЛГОГРАД

М.Г. КРИСТАЛЬ, д.т.н., проф.
В.И. ЛЫСАК, акад. РАН

ИЖЕВСК

И.В. АБРАМОВ, д.т.н., проф.
В.Г. ОСЕТРОВ, д.т.н., проф.
Б.А. ЯКИМОВИЧ, д.т.н., проф.

КАЗАНЬ

Р.И. АДГАМОВ, д.т.н., проф.

КОВРОВ

Ю.З. ЖИТНИКОВ, д.т.н., проф.

КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ

Б.Н. МАРЬИН, д.т.н.
А.М. ШПИЛЕВ, д.т.н., проф.

НИЖНИЙ НОВГОРОД

С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

ОРЕЛ

Ю.С. СТЕПАНОВ, д.т.н., проф.
Г.А. ХАРЛАМОВ, д.т.н., проф.

ОРЕНБУРГ

А.Н. ПОЛЯКОВ, д.т.н., проф.
А.И. СЕРДЮК, д.т.н., проф.
А.П. ФОТ, д.т.н., проф.

ПЕРМЬ

С.М. БЕЛОБОРОДОВ, д.т.н.
В.Ф. МАКАРОВ, д.т.н.

РОСТОВ-НА-ДОНУ

А.А. РЫЖКИН, д.т.н., проф.
И.В. КОЛЕСНИКОВ, д.т.н., проф.

РЫБИНСК

В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ, д.т.н., проф.
В.В. НЕПОМИЛУЕВ, д.т.н., проф.
А.Н. СЕМЕНОВ, д.т.н., проф.

САМАРА

Ю.А. ВАШУКОВ, к.т.н., доц.
М.А. ЕВДОКИМОВ, д.т.н., проф.

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., проф.

ТОМСК

А.В. КОЛУБАЕВ, д.ф.-м.н.
В.Е. ПАНИН, акад. РАН

ТУЛА

А.А. МАЛИКОВ, д.т.н., проф.
В.В. ПРЕЙС, д.т.н., проф.

ХАБАРОВСК

В.И. ШПОРТ, д.т.н., проф.

Беларусь

МИНСК

В.Л. БАСИНЮК, д.т.н.
М.Л. ХЕЙФЕЦ, д.т.н., проф.

ГОМЕЛЬ

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н.

Украина

КИЕВ

А.С. ЗЕНКИН, д.т.н., проф.
В.А. МАТВИЕНКО, к.т.н.

ДОНЕЦК

А.Н. МИХАЙЛОВ, д.т.н., проф.

Польша

П. ЛЕБКОВСКИ, д.т.н.
Е. ЛУНАРСКИ, д.т.н.

Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Е.М. НУЖДИНА, И.М. ГЛИКМАН

Журнал зарегистрирован в РОСКОМНАДЗОРЕ.
Свидетельство о регистрации ПИ № ФС 77-63953 от 09.12.2015 г.

THE MONTHLY
JOURNAL
FOR SCIENTISTS
AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING



IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE JOURNAL IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERING

THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY RF FOR DISSERTATION PUBLICATION BY GROUPS OF SCIENTIFIC SPECIALTIES: 01.02.01 — Theoretical mechanics, 01.02.04 — Mechanics of a deformable solid, 01.02.06 — Dynamics, durability of machines, devices and apparatus, 05.02.02 — Machine science of drive systems and machine parts, 05.02.04 — Friction and wear in machines, 05.02.05 — Robots, mechatronics and robotic systems, 05.02.07 — Technology and equipment for mechanical, physical and technical processing, 05.02.10 — Welding, related processes and technologies, 05.02.11 — Control methods and diagnostics in mechanical engineering, 05.02.13 — Machines, units and processes, 05.02.18 — Theory of mechanisms and machines, 05.04.11 — Nuclear reactor construction of machine, units and technology of the nuclear industry materials

2020 Vol. 21
2 (235)

CONTENTS

Production tools and machinery for assembly

Kiseleva O.V., Zviagintcheva P.A., Makarova D.G., Egorenko M.P. Version of the modernized machine for bending copper strips on the edge in power-consuming machine and instrument making 51

Modern technologies in assembly

Ivanov A.A., Kretinin O.V. Flexible modular assembly lines type on a single structural basis 55

Quality assurance. Testing. Monitoring

Nepomiluev V.V., Sokolova E.Yu., Belova N.S. Evaluation of the quality of the process during its design 60

Ecology and safety in assembly

Mikaeva S.A., Mikaeva A.S., Larshina E.L., Dukin A.A. Assembly of the air pre-treatment system 64

Friction & lubrication in machines and mechanisms

Shishkarev M.P. The level of congestion in the adaptive friction clutches with variable gain 70

Fridberg A.M. Vibration and creep at elastic bodies rolling (wheel—rail) 76

Erlich B.M. Methods of changing the state of self-oscillations in a system with a Van der Pol characteristic taking into account nonlinearities of a complex type .. 81

Industrial and design engineer's aid

Volkov G.Yu., Smirnov V.V., Fadyushin D.V. Ways to reduce residual volumes in planetary rotary hydraulic machines with floating satellites 86

Zhitnikov Yu.Z., Zhitnikov B.Yu., Matrosov A.E. Methodology for the development of kinematic diagrams of devices for automated assembly of products based on structural process control circuits 91

Chair of Editorial Advisory Board —
Member of Russian Academy of Science

V.I. KOLESNIKOV

Editors

MOSCOW

A.S. VASIL'EV
(Chief editor)
V.V. BARDUSHKIN
I.A. BUYANOVSKY
M.V. VARTANOV
S.M. ZAKHAROV
I.N. ZININA

Yu.L. IVANOV
A.V. IGNATOV
A.I. KUMENKO
I.A. LUBININ
E.A. MIKRIN
B.V. SHANDROV
A.G. KHOLODKOVA

Regional editors

VLADIVOSTOK

Yu.N. KULSHIN
A.A. SUPONIA

VOLGOGRAD

M.G. KRISTAL
V.I. LYSAK

IZHEVSK

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

KAZAN

R.I. ADGAMOV

KOVROV

Yu.Z. ZHITNIKOV

KOMSOMOLSK-ON-AMUR

B.N. MARJIN
A.M. SHPILEV

NIZHNY NOVGOROD

S.V. GOLUBEV

OREL

Yu.S. STEPANOV
G.A. KHARLAMOV

ORENBURG

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

PERM

S.M. BELOBORODOV
V.F. MAKAROV

ROSTOV-ON-DON

A.A. RYZHKIN
I.V. KOLESNIKOV

RYBINSK

V.F. BEZIAZYCHNYI
V.V. NEPOMILUEV
A.N. SEMENOV

SAMARA

Yu.A. VASHUKOV
M.A. EVDOKIMOV

ST.-PETERSBURG

E.V. SHALOBAEV

TOMSK

A.V. KOLUBAEV
V.E. PANIN

TULA

A.A. MALIKOV
V.V. PREYS

KHABAROVSK

V.I. SCHPORT

Belarus

MINSK

V.L. BASINJUK
M.L. KHEIFETZ

GOMEL

V.E. STARZHINSKI

Ukraine

KIEV

A.S. ZENKIN
V.A. MATVIENKO

DONETSK

A.N. MIKHAILOV

Poland

P. LEBKOVSKI
E. LUNARSKII

Executive editors of current issue:

E.M. NUZHINA, I.M. GLIKMAN

Journal is distributed on subscription, which can be issues in any post office (index on the catalogue of the "Pressa Rossii" — 84967) or directly in editorial of the journal.

Ph.: 8 (499) 269-54-98, 269-54-96

E-mail: sborka@mashin.ru, <http://www.mashin.ru>

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

Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

The journal is registered by ROSKOMNADZOR.

Registration certificate ПИ № ФС 77-63953. 09.12.2015

СБОРОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЕГО ЭЛЕМЕНТЫ

УДК 621.0

О.В. Киселёва (НПО "ЭЛСИБ"), П.А. Звягинцева, Д.Г. Макарова, М.П. Егоренко
(Сибирский государственный университет геосистем и технологий, г. Новосибирск)
E-mail: e_m_p@mail.ru

Вариант модернизированного станка для гибки медных полукатушек на ребро в энергоёмком машино- и приборостроении

Представлен вариант модернизированного станка для гибки медной обмотки ротора турбогенератора в энергоёмком машино- и приборостроении. Проведен анализ базовых станков и технологий гибки полукатушек. Предложенная модель станка для гибки медных полос повышает качество выпускаемой продукции и снижает трудоемкость.

A variant of the modernized machine for bending the copper winding of the turbine generator rotor in power-consuming machine and instrument making is presented. The analysis of basic machines and technologies of bending of half-coils is made. The proposed model of the machine for bending copper strips can improve the quality of products and reduce labor intensity.

Ключевые слова: модернизация, энергоёмкое машиностроение, полукатушка, гибка, гибочный станок.

Keywords: modernized, power-consuming mechanical engineering, half-coil, bending, bending machine.

Энергоёмкое машиностроение — отрасль народного хозяйства по производству промышленного оборудования, предназначенного для передачи электрической энергии. Чаще всего это аппараты, которые являются рабочим телом тепловых двигателей [1, 2].

Обмотка ротора турбогенератора — сложный и ответственный узел, предельно используемый по механическим, тепловым и электрическим нагрузкам. Точное исполнение всех операций по подготовке, изготовлению, сборке и испытанию обмотки ротора — один из решающих факторов надежной эксплуатации турбогенераторов [3, 4].

Полукатушки получают гибкой концов полос, уложенных на ребро. Длина между гибом колеблется от 2200 до 7600 мм. Радиусыгиба R — 40...60 мм. В полукатушках присутствует множество отверстий и пазов, назначение которых — охлаждение ротора при его работе. Смещение, замятие и/или прорыв недопустимы [5].

Полукатушки сваривают в катушки попарно и укладывают в пазы ротора турбогенератора [6—8].

Основные характеристики базовых станков [9, 10]

Внутренняя длина полукатушек, мм	3458...6988
Развернутая длина полукатушки, мм	4088...8640
Поперечное сечение полукатушек в зонегиба, мм	(36×140)...(36×180)
Радиусгиба, мм	40...55
Рабочее давление масла, кПа	5000
Диаметр поршня, мм	5...150
Ход гидроцилиндра, мм	725
Рабочая сила гидроцилиндра, кН	86
Габаритные размеры, мм	8350×1320×1160
Масса, кг	4336

На данных станках в процессе изготовления полукатушек заняты двое рабочих.

Порядок работы на базовых станках [1]

1. Внешний осмотр станка.
2. Проверка уровня масла в насосной станции.
3. Холостой пуск с подачей давления масла в гидроцилиндры гибочного узла.
4. Подготовка комплекта распорок, проставочных пластин, картонных прокладок. Распорки —



прокат круглого сечения мерной длины. Число распорок на один комплект полукатушек для одного турбогенератора составляет 7...8 шт. разной длины.

5. После укладки полукатушки на станок прокладывают картон между каждой медной шиной в листах загибания на радиус 40 или 55 мм.

6. Размещение медной подкладки в местах будущих радиусов сверху пачки полукатушки.

7. Укладка пластины в местах зажимных винтовых упоров.

8. Закручивание винтовых упоров поджатием полукатушки по боковой стороне сверху.

9. Включение насосной станции, подача давления на гидроцилиндры, загиб двух радиусов 40 (55) мм, одновременно с двух сторон с перегибом от перпендикуляра на угол пружинения меди.

10. Выдержка в загнутом положении в течение 0,5 мин.

11. Возвращение рычагов гидроцилиндров в нулевое положение, раскручивание прижимных винтов, снятие пластин, прокладок.

12. Съем полукатушки со станка.

Базовые станки не всегда удовлетворяют всем производственным требованиям. Им присущи:

— нестабильность размеров между радиусами гиба (отклонения могут доходить до +6 мм к номинальному размеру по чертежу);

— деформирование (утонышение или утолщение медных полос) в сечении на радиусах;

— конусность пачки медных шин (полукатушки) в местах загнутых радиусов около $1...3^\circ$;

— прорыв, смятие вентиляционных отверстий на изгибе радиусов;

— допуск к работе только опытных рабочих с разрядом не ниже пятого;

— отсутствие аварийного отключения в зоне места управления станком.

Для решения данных проблем проведена модернизация конструкции базовых станков. Усовершенствования должны способствовать:

— повышению техники безопасности работы на станке;

— уменьшению затрачиваемого времени на наладку станка;

— уменьшению времени на установку и выставку пачки медных полукатушек для операции гибки двух радиусов;

— возможности работы за станком рабочих с четвертым разрядом (или ниже);

— повышению качества изготовления полукатушек и, как следствие, повышению качества технологии производства роторов турбогенераторов;

— универсальности гибочного станка, возможности проводить на одном станке гиб радиусами 40, 55, 60 мм;

— увеличению габаритов межрадиусного расстояния при гибке, что позволит изготавливать более крупногабаритные турбогенераторы более высокой мощности;

— уменьшению деформации сечения на радиусах при гибке;

— стабилизации, более надежной фиксации пачки медных полукатушек при операции гиба, что уменьшит растяжение меди при гибке и сведет конусность до минимума;

— целостности вентиляционных отверстий в местах загибания пачки полукатушек;

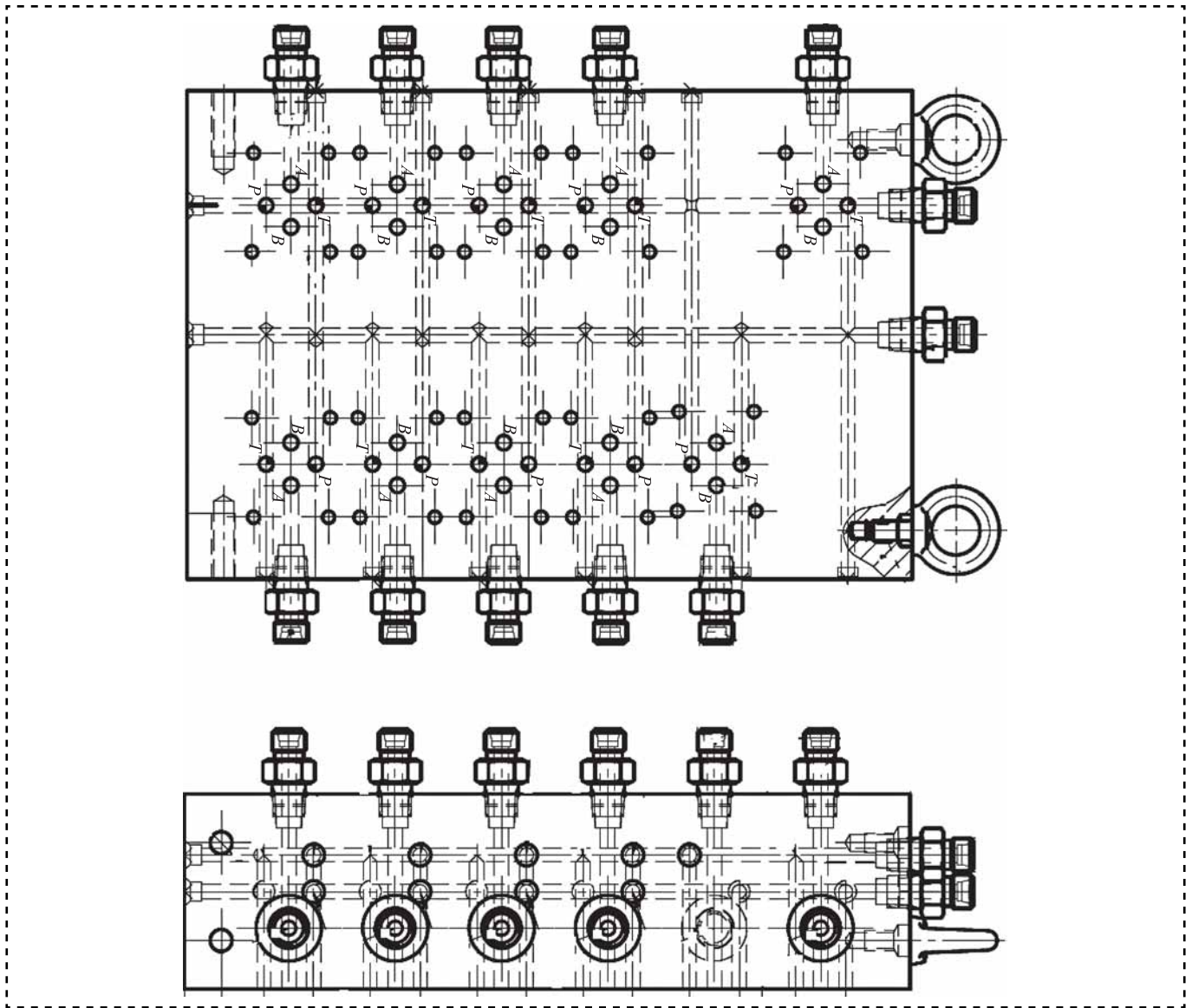
— уменьшению времени на зажатие полукатушки в станке (замена механических зажимов на гидравлические).

Модернизированный станок предназначен для производительной, универсальной, точной и безопасной гибки медных полукатушек ротора турбогенератора.

*Основные характеристики
усовершенствованного станка*

Ширина медной ленты, мм	28,29
Толщина пакета из медных лент, мм	119...180
Угол загиба пакета медных стержней, °	90° (+угол пружинения 7°)
Радиус гиба, мм	40; 55; 60
Рабочее давление масла, кПа	5000
Расстояние между центрами гиба, мм	2900...7350
Рабочая сила гидроцилиндра, кН	98
Габаритные размеры, мм	8500×1747,5×1335
Масса, кг	4950

Для усовершенствования станка разработана гидравлическая панель, которая представляет собой стальной блок с множеством каналов (рисунок) [11]. Эти каналы предназначены для направления масла в рукава высокого давления, с последующим движением масла в определенный гидравлический цилиндр, размещенный на самом станке. Масло нагнетается из насосной установки.



Общий вид гидропанели

Порядок работы на усовершенствованном станке

1. Внешний осмотр станка.
2. Изучение чертежей наладки станка на конкретную медную полукатушку.
3. Установка первого стола на необходимое расстояние согласно схеме наладки, применяя набор распорок и переходников. В зависимости от длины полукатушки возможна установка стола левого или правого. После окончательной выставки столов их фиксируют струбцинами через станину.
4. С помощью спецтраверсы укладка укомплектованной полукатушки на пазовые опоры в пазовые зажимы и выставление стержня с помощью линейки, используя риску левого

копира на левом столе. Установка промежуточных планок в зазорах между пакетом медных полукатушек и пазовыми частями прижимов на столах (левом и правом). Установка в местах радиусов на копира левом и правом прижимных башмаков, одев их на ось копира. Вилки на гидropriжимах у копиров левого и правого повернуть вручную в рабочее положение для зажатия медных полукатушек через прижимной башмак.

5. Включение станка через электрический шкаф — кнопка "вкл" и "выкл" питания.

6. Перед включением электропитания на управляющие органы станка перевести все переключатели на левом и правом пультах в положение "Вверх". Это обеспечит одновре-



менную работу гидроцилиндров левого и правого столов. Включить кнопку "Пуск" на левом пульте для подачи управляющих сигналов по электроцепи на станок и гидронасос (данный пульт является основным).

7. Последовательно включить вертикальные режимы переключателями Ц2, Ц3, горизонтальный прижим — Ц4, прижим копира — Ц5 (Ц2; Ц3; Ц4; Ц5 — это переключатели на прижимы для зажатия полукатушки).

8. Визуально проверить правильность зажатия полукатушки. Включить кнопку "Ц1 вперед" для запуска процесса гибки полукатушки. Процесс гибки считается выполненным после касания хвостовой части медного пакета полукатушки плоскости копира.

9. После выполнениягиба нажать кнопку "Ц1 назад" для возвращения цилиндров в первоначальное положение. Последовательно привести переключатели в положение "вверх": "Ц5 отжим", "Ц4 отжим", "Ц3 отжим", "Ц2 отжим" (возвращение зажимов в исходное положение).

10. Вилку на гидроприжимах копиров повернуть в нейтральное положение. Снять прижимные башмаки, убрать промежуточные планки, проставки.

11. Снять полукатушку со станка с помощью спецтраверсы.

Модернизированный гибочный станок для полукатушек ротора турбогенератора успешно прошел все испытания. Изделия, получаемые после гибки, соответствуют размерам чертежа полукатушек, отклонение размера между загибаемыми радиусами в пределах допуска чертежа ± 1 мм. Деформация сечения в местах радиусов медных полукатушек снизилась на 50...70 %. Прорывы или замятия вентиляционных отверстий на изгибе радиусов отсутствуют.

Для наладки станка стало требоваться гораздо меньше вспомогательных элементов (распорок, струбцин для зажатия). Наладка станка в два раза быстрее по времени и менее трудоемкая по сравнению с наладкой базовых гибочных станков, что позволяет допускать до работы на модернизированном станке рабочих с четвертым разрядом (рабочий проходит инструктаж и знакомится с инструкцией на эксплуатацию и наладку по технологическому процессу; не требуется опыт работы на данной технологической операции).

Появилась возможность проводить гибку на станке (с переналадкой рабочих элементов станка) радиусов 40, 55, 60 мм. Увеличился

размер на длину полукатушек между гибом радиусов на 360 мм.

На рабочем месте модернизированного станка достаточно одного рабочего (слесарь по приводам и обмоткам), так как у станка имеется синхронизированная функция на пульте управления, позволяющая управлять процессом зажатия и этапом гибки с одного пульта на оба конца полукатушки одновременно. При отключении функции "синхронизация", гибку радиусов можно проводить отдельно друг от друга, при этом пачка медных шин (полукатушек) жестко закреплена, что исключает ее сдвиг.

Также предусмотрена возможность дальнейшего увеличения межрадиусного расстояния за счет станины, т.е. указанные максимальные размеры между радиусамигиба не являются пределом на модернизированном станке.

На данный момент модернизированный гибочный станок успешно работает на одном из действующих предприятий г. Новосибирска [12].

Библиографический список

1. **Фокин В.М.** Основы энергосбережения и энергоаудита. М.: Машиностроение-1, 2006. 256 с.
2. **Стенин В.А.** Энергосбережение в технических системах: учеб. пособие. Северодвинск: РИО Севмашвуза, 2007. 96 с.
3. **Все** о турбогенераторах // Электро-2020. Москва, 2019. [Электронный ресурс]. URL: <https://www.elektro-expo.ru/ru/articles/vse-o-turbogeneratorah/> (дата обращения 23.10.2019).
4. **ТУ 48-21-188—80** Полосы прямоугольные из сплава меди с серебром. Технические условия. Введ. 20.08.1980. Разраб. и держат. подлинника ОАО Кольчугинский завод по обработке цветных металлов им. С. Орджоникидзе. 14 с.
5. **Фомин Б.П., Циханович Б.Г., Виро Г.М.** Технология крупного электромашиностроения. Турбогенераторы: справочник. Т. 1. Л.: Энергоиздат, Ленинградское отделение, 1981. 390 с.
6. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 1. / под ред. И.Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2001. 920 с.
7. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 2. / под ред. И.Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2001. 912 с.
8. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 3. / под ред. И.Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2001. 864 с.
9. **Комплекующие** // ГидроТехМаш. Москва, 2019. [Электронный ресурс]. URL: <http://gidro2000.ru/> (дата обращения 18.10.2019).
10. **Технические условия турбогенераторов типа ТВФ** // ИАЕЛ 651.132.005 ТУ. Новосибирск: НПО "Элсиб", 1982. 2 с.
11. **Гидравлическая панель** // Большая энциклопедия "Нефти и газа". Москва, 2019. [Электронный ресурс]. URL: <https://www.ngpedia.ru/id240667p1.html> (дата обращения 15.10.2019).
12. **Турбогенераторы** // НПО "Элсиб" ПАО. Новосибирск, 2019. [Электронный ресурс]. URL: <http://elsib.ru/> (дата обращения 10.10.2019).

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ

УДК 658.527.011

А.А. Иванов, О.В. Кретинин, д-ра техн. наук
(Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева)
E-mail: kretinin@list.ru

Гибкие сборочные линии модульного типа на единой структурной основе

Проанализирована сборка основной номенклатуры изделий на гибких линиях нового поколения, в единой структурной основе которых лежит перенастраиваемый базовый модуль, включающий все необходимые системы: загрузки-выгрузки, транспортную, исполнительную в виде сборочных головок, управления, включая контроль и диагностирование.

The assembly of the main range of products on flexible lines of a new generation was analyzed, in a single structural basis which is a reconfigurable base module that includes all the necessary systems: loading and unloading, transport, executive in the form of assembly heads, control, including control and diagnosis.

Ключевые слова: гибкая сборочная линия, базовый модуль, единая структурная основа, сервисные устройства.

Keywords: flexible assembly line, basic module, single structural basis, service devices.

Развитие производства выдвигает ряд научно-прикладных задач в области сборки обширной группы изделий машино- и приборостроения. Для решения этих задач необходимо разработать новые технологические приемы, позволяющие существенно упростить и улучшить конструкции систем манипулирования. Принцип построения гибких сборочных систем во многом определяется соотношением трудоемкостей основных операций сборочного цикла, в котором 70...80 % приходится на операции подачи, ориентации и совмещения деталей и лишь около 20...30 % — на операции соединения узла. Поэтому технологическая гибкость производственного сборочного комплекса в основном зависит от мобильности средств автоматического манипулирования объектами сборки, т.е. от их способности к быстрой переналадке при определенной универсальности, обеспечивающей независимость системы от характеристик собираемых изделий в пределах типоразмерного ряда. В линиях модульного типа оперативное дооснащение базового модуля различными сервисными устройствами позволяет быстро решать задачу организации ав-

томатизированной сборки любого конкретного изделия из научно обоснованного ряда. В этом случае резко сокращается основной цикл: от разработки до внедрения новой техники.

Важная особенность компоновочных схем перенастраиваемых сборочных линий — сочетание автоматического оборудования с механизированными рабочими местами, что позволяет уже на начальной стадии осуществить комплексную механизацию сборочных производств с поэтапным переходом к полностью автоматизированному производству. Поэтапный переход определяется параллельным процессом совершенствования конструкции и технологии сборки изделия.

С развитием искусственного интеллекта автоматические сборочные системы приобретают способность к моделированию внешней среды, анализу производственной обстановки, принятию решений и планированию собственных действий. В машино- и приборостроении имеются значительные резервы снижения трудоемкости, повышения производительности труда и качества выпускаемой продукции за счет автоматизации сборочных производств.

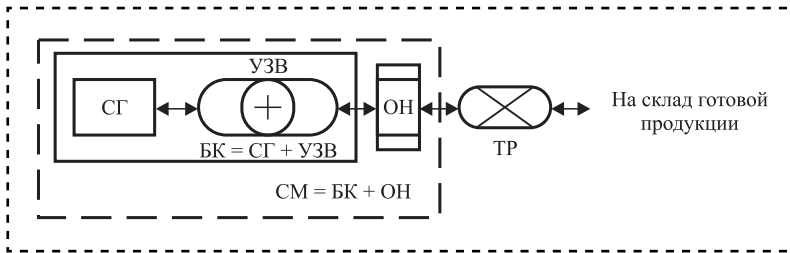


Рис. 1. Схема БК в составе СМ

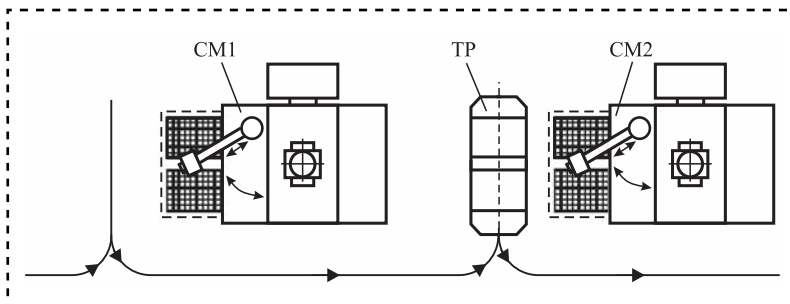


Рис. 2. Фрагмент сборочного участка из двух сборочных модулей СМ

Рассмотрим структуру сборочной линии модульного типа с горизонтально-замкнутой транспортной системой. Автономный сборочный модуль (СМ) служит основой для формирования гибких сборочных комплексов, линий и участков (рис. 1). В состав СМ входят базовый комплект (БК), операционный накопитель (ОН) деталей и система управления (СУ). БК включает: сборочную головку (СГ), устройство загрузки-выгрузки (УЗВ), транспортную систему (ТС), координатную систему точного позиционирования (СТП).

Связь СМ с внешним миром осуществляет транспортный робот (ТР), показанный на схеме фрагмента сборочного участка (рис. 2).

Конструктивные схемы автономных сборочных модулей для мало- и крупногабаритных узлов представлены на рис. 3. Подобные СМ могут встраиваться в сборочную линию.

Для сборки не крупных узлов подходит компоновка СМ с подвесным роботом 1 (рис. 3, а), транспортером спутников 2, бункерными загрузочными устройствами 4 и кассетным накопителем 3. На рис. 3, б показана примерная компоновка СМ для сборки крупногабаритных изделий, который состоит из сборочного поста 4, двух напольных сборочных роботов 3, подвешенного робота 5 для установки базовой детали 7 и транспортера 2 кассет 1 с деталями. Базовая деталь доставляется к СМ транспортным роботом (тележкой) 6.

Для сборки средне- и малогабаритных изделий в машино- и приборостроении широкое применение находят структуры подвижной сборки в виде линий с тактовым конвейером. Вдоль рабочей ветви линии располагают автоматизированные рабочие места (АРМ) и автоматические сборочные посты (АСП). Сборочная линия с горизонтально-замкнутым такто-

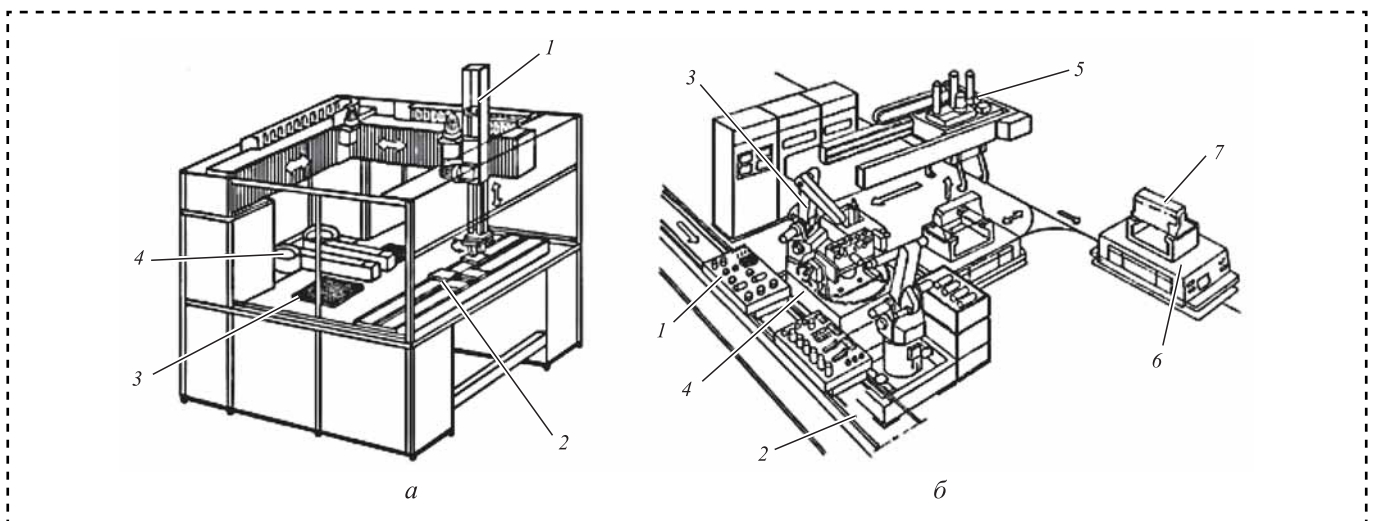


Рис. 3. Конструктивные схемы автономных сборочных модулей:

а — малогабаритный узел: 1 — сборочный робот; 2 — транспортер спутников; 3 — кассета с деталями; 4 — бункерное загрузочное устройство; б — крупногабаритный узел: 1 — кассета с деталями; 2 — транспортер кассет; 3 — напольный сборочный робот; 4 — сборочный пост; 5 — подвешенный загрузочный робот; 6 — транспортный робот; 7 — базовая деталь

вым конвейером спутников позволяет размещать АРМ и АСП вдоль обеих параллельных ветвей, благодаря чему длина линии может быть существенно сокращена (рис. 4).

Подобные СЛ для мелкосерийного производства можно выполнять достаточно гибкими, поскольку они допускают различные компоновки, сочетающие АРМ и АСП, а также возможность поэтапной автоматизации сборочного ТП. При переналадке модулей СЛ меняют программу сборки, технологический спутник, захват загрузочного робота и сборочную головку (по необходимости). Коэффициент технологической гибкости рассчитывают по формуле:

$$\Gamma = \frac{t_o}{t_o + t_{\Pi}} \left(1 - \frac{1}{n}\right),$$

где $t_o = \frac{\sum_{i=1}^n t_{oi}}{n}$ — среднее время обработки заготовок n типов;

$$t_{\Pi} = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} t_{\Pi i}}{n-1}$$

— среднее время переналадки оборудования системы с i -й на j -ю заготовку;

n — номенклатура заготовок, обрабатываемых на данном оборудовании системы.

Численные значения коэффициента технологической гибкости:

$\Gamma = 0,6...0,8$ — средний уровень;

$\Gamma = 0,8...0,9$ — высокий уровень.

Принципиальные схемы среднего и конечных сборочных модулей СЛ с базовыми комплектами даны на рис. 5.

На рис. 6 показаны варианты компоновок сборочных линий с горизонтально-замкнутым тактовым конвейером спутников. На схеме рис. 6, а дан вариант без дополнительного накопителя спутников. Вариант компоновки СЛ с дополнительной ветвью-накопителем спутников (рис. 6, б) используется для сборки сложных изделий с преобладанием постов ручной сборки.

В зависимости от заданной производительности СЛ базовый комплект

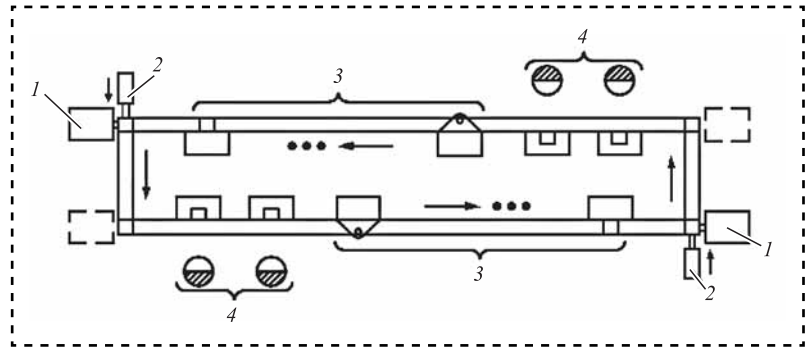


Рис. 4. Структура СЛ с горизонтально-замкнутым тактовым конвейером спутников:

1 — привод конвейера; 2 — толкатель; 3 — АСП; 4 — АРМ

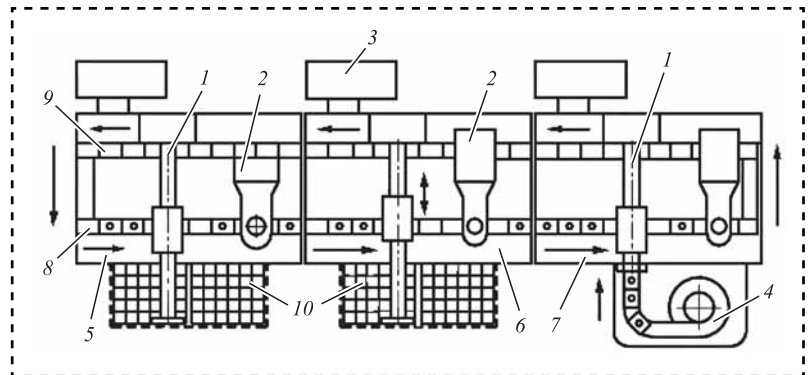


Рис. 5. Принципиальные схемы среднего и конечных сборочных модулей линии с базовыми комплектами:

1 — загрузочный робот; 2 — сборочная головка; 3 — СУ; 4 — бункерное ЗУ; 5, 7 — конечные СМ; 6 — средний СМ; 8, 9 — прямая и обратная ветвь конвейера; 10 — кассетный накопитель

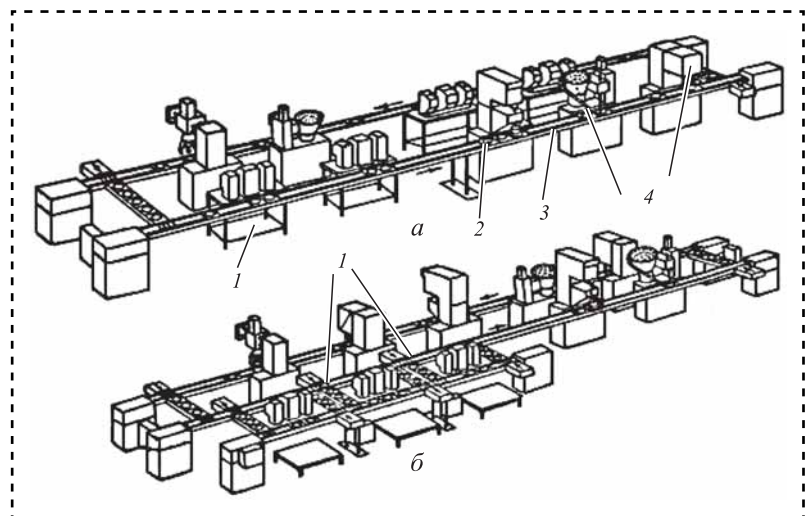


Рис. 6. Варианты компоновок сборочных линий с горизонтально-замкнутым конвейером (а) и дополнительной ветвью-накопителем спутников (б):

1 — АРМ; 2 — спутник; 3 — транспортная система; 4 — АСП

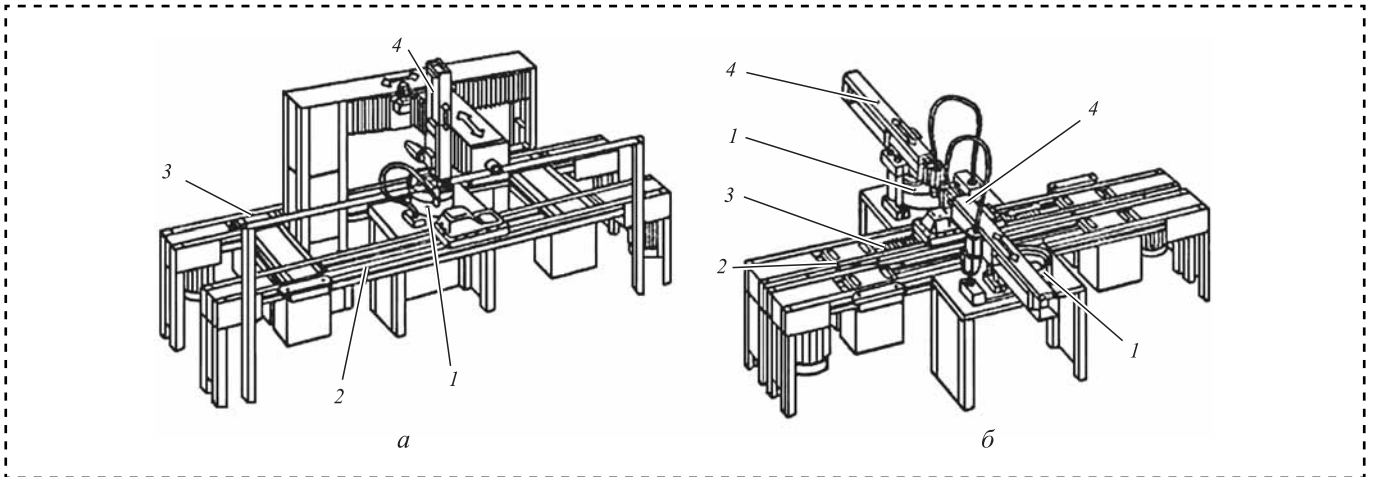


Рис. 7. Базовые комплекты СМ для гибких сборочных линий:

а — с одним набором "робот — ЗУ"; *б* — с двумя наборами: 1 — БЗУ; 2, 3 — прямая и обратная ветви конвейера соответственно; 4 — сборочный робот

СМ может включать один (рис. 7, *а*) или два (рис. 7, *б*) сборочных робота с соответствующим числом загрузочно-накопительных устройств (ЗУ).

Сборочная линия модульного типа из пяти СМ показана на рис. 8. Базовые комплекты

сборочных модулей выполнены на единой структурной основе.

В качестве примера на рис. 9 представлен внешний вид линии модульного типа для сборки металлокерамических корпусов интегральных микросхем (ИМС) с планарными выводами.

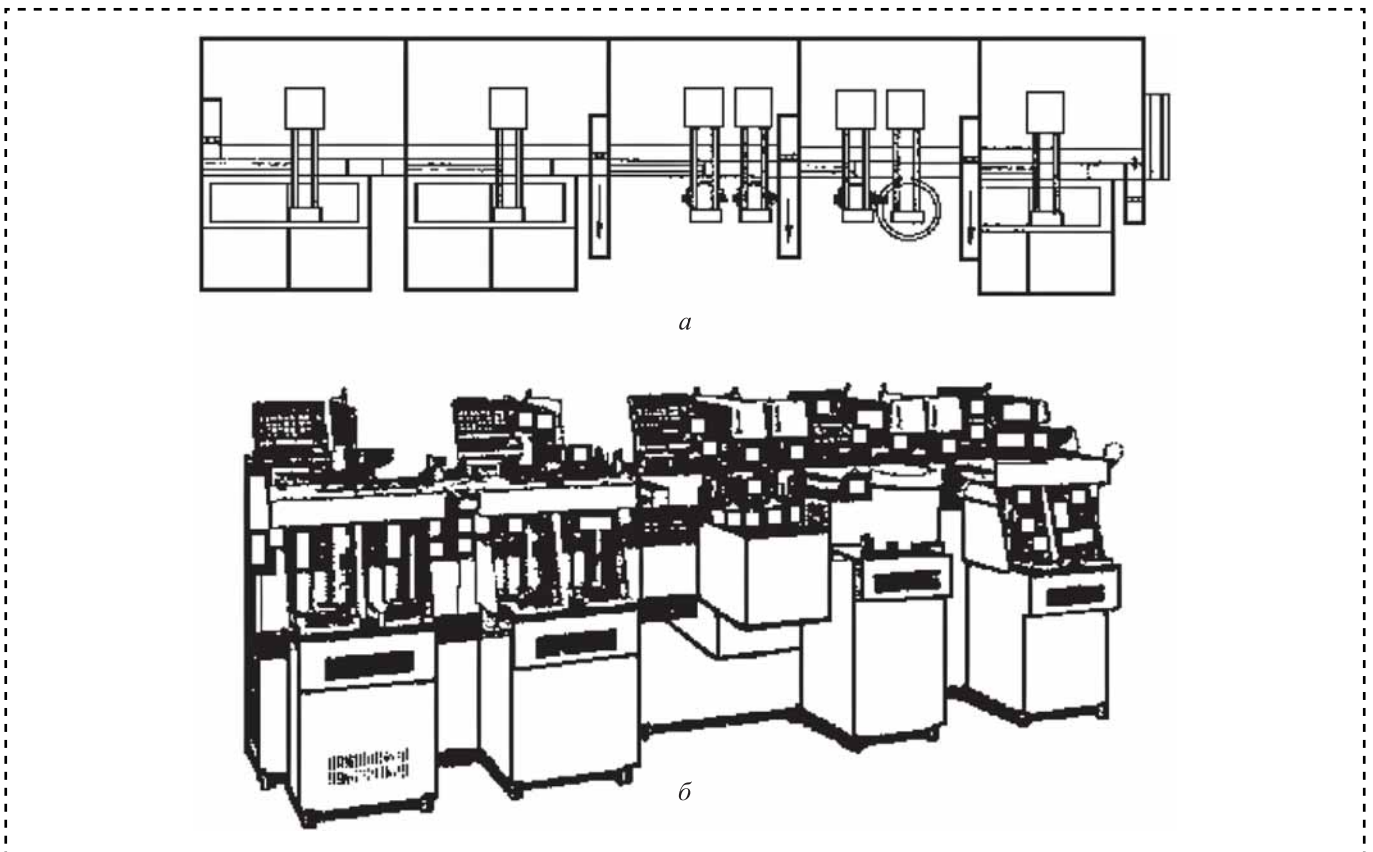


Рис. 8. Пример СЛ модульного типа из пяти СМ:

а — принципиальная схема; *б* — внешний вид

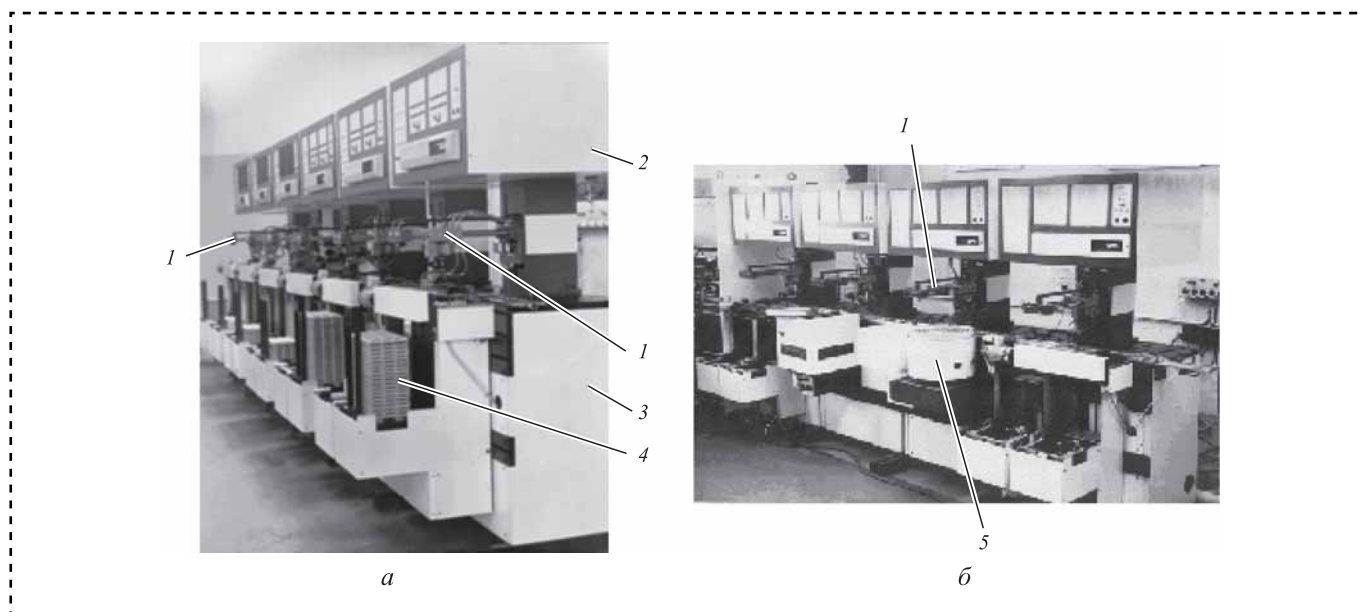


Рис. 9. Линия модульного типа для сборки металлокерамических корпусов ИМС с планарными выводами:

a — с кассетными накопителями деталей; *б* — с бункерными загрузочными устройствами (БЗУ); 1 — загрузочный (или сборочный) робот; 2 — система управления; 3 — унифицированный сборочный модуль; 4 — кассетный накопитель; 5 — БЗУ

Выводы

Сборка основной номенклатуры изделий может осуществляться на гибких линиях нового поколения, в единой структурной основе которых лежит переналаживаемый базовый модуль, включающий все необходимые системы: загрузки-выгрузки, транспортную, исполнительную в виде сборочных головок, управления, включая контроль и диагностирование.

В линиях модульного типа оперативное дооснащение базового модуля различными сервисными устройствами позволяет быстро решать задачу организации автоматизированной сборки любого конкретного изделия из науч-

но обоснованного ряда. В этом случае резко сокращается основной цикл: от разработки до внедрения новой техники.

Дальнейшее совершенствование сборочных автоматов и линий может идти путем применения систем речевого диалога "человек — ЭВМ" с синтезом речевых сообщений и анализом устных команд для ЭВМ.

Библиографический список

1. **Иванов А.А.** Проектирование автоматизированных систем манипулирования объектами обработки и сборки: учеб. пособие. М.: ФОРУМ, 2012. 352 с.
2. **Иванов А.А.** Автоматизированные сборочные системы: учебник. М.: ФОРУМ, 2012. 336 с.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА. ИСПЫТАНИЯ. КОНТРОЛЬ

УДК 621.9

В.В. Непомилуев, д-р техн. наук, **Е.Ю. Соколова**, канд. техн. наук, **Н.С. Белова**
(Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьева)
E-mail: vvvvnn@yandex.ru

Оценка качества технологического процесса при его проектировании

Предложена методика обеспечения качества проектируемого технологического процесса на основе количественной оценки его с точки зрения внутреннего и внешнего потребителя с учетом технологической себестоимости. Методика может быть использована для обоснования технико-экономических решений в машиностроении.

A technique is proposed for ensuring the quality of the designed technological process based on a quantitative assessment of it from the point of view of internal and external consumers, taking into account the technological cost. The technique can be used to justify technical and economic solutions in mechanical engineering.

Ключевые слова: технологический процесс, качество, потребитель, сборка.

Keywords: technological process, quality, consumer, assembly.

Введение

Проектирование технологического процесса в машиностроении, в том числе и процесса сборки, — многоэтапная и достаточно сложная задача, от качества выполнения которой в решающей степени зависят технико-экономические результаты производства. Технолог, проектирующий технологический процесс, должен одновременно решать самые разноплановые задачи: повышение производительности, увеличение коэффициента использования материала, минимальное количество видов используемых методов обработки и др. Все эти задачи многовариантны и их решения противоречат друг другу. Поэтому для получения оптимального технологического решения этой задачи используется технико-экономическое обоснование.

При выполнении этого этапа принято сначала сгенерировать несколько вариантов, формально удовлетворяющих заданным требованиям к продукции (под которой в данном случае понимается спроектированный технологический процесс), а затем выбрать лучший вариант по критерию технологической себестоимости [1].

Такой подход к технико-экономическому обоснованию варианта технологического решения в отечественном машиностроении не изменялся в течение длительного времени, несмотря на существенное изменение внешней среды производства. Он создавался в условиях плановой экономики и стабильного производства, когда для получения большего экономического эффекта ставилась задача всемерного снижения затрат.

Анализ существующего подхода к технико-экономическому обоснованию технологических решений выявил ряд их существенных недостатков:

1) не учитывается различие качества изделий, изготовленных по разным вариантам технологического процесса. Технические требования, задаваемые в соответствующей документации, неоднозначно связаны с качеством изделия и способом реализации технологического процесса. Кроме того, на качество изделия часто влияют не нормируемые в технической документации параметры, да и сами эти требования могут быть достигнуты разными путями и качество изделия при этом также будет различным;

2) критерий минимальной технологической себестоимости, используемый при оценке качества технологического процесса, весьма приблизительно учитывающий затраты по изменяющимся элементам и не учитывающий доли технологической себестоимости в общей величине производственных расходов, нельзя считать ни объективным, ни единственным.

В настоящее время внешняя среда предприятий и критерии оценки их деятельности существенно изменились. Так, в современном машиностроении широко распространены идеи бережливого производства. Фундаментальной основой этой концепции является ценность как готового продукта, так и процесса его производства для всех — внешних и внутренних — потребителей. Поэтому и вся деятельность по обеспечению качества должна рассматриваться как разносторонний, систематический процесс, охватывающий все этапы формирования свойств выпускаемой продукции — от маркетинговых исследований до оценки полученного результата внешним и внутренним потребителем.

Оценка качества разрабатываемого технологического процесса

В соответствии с идеологией современного менеджмента качества, отдающей потребителю главную роль в оценке качества, могут быть определены и классифицированы возможные потребители разрабатываемого технологического процесса и сформулированы их требования (рис. 1).

Внутренние потребители, участвующие в изготовлении изделия на последующих операциях, являются, соответственно, потребителями по отношению к предшествующим операциям того же технологического процесса, и непосредственно формируют качество готового изделия.

Качество разрабатываемого технологического процесса (пригодность его удовлетворять определенные требования потребителей) определяют как следующие по цепочке участники производственного процесса изготовления изделия (внутренние потребители), так и те, кто обслуживает и ремонтирует готовый продукт (рис. 2). В неявном виде требования к качеству технологического процесса предъявляют и внешние потребители готового изделия. Качество процесса должно оцениваться совокупностью свойств, выражаемых системой количественных показателей [2].

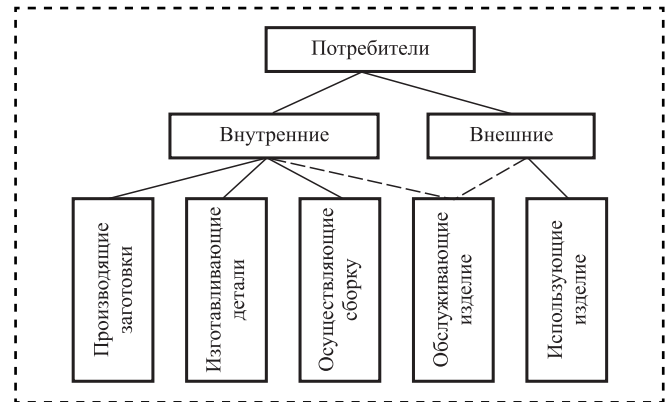


Рис. 1. Потребители технологического процесса

В связи с этим для оценки качества разных вариантов технологического процесса возникает необходимость количественной оценки зависимости удовлетворенности потребителя от параметров качества процесса. При этом необходимо учитывать, что:

- 1) существуют различные и разнородные параметры качества процесса и изделия;
- 2) количественное измерение многих параметров качества процесса достаточно затруднительно (например, удобство выполнения какой-либо технологической операции);
- 3) установление конкретной количественной функциональной взаимосвязи параметров качества процесса с удовлетворенностью потребителя чрезвычайно сложно;
- 4) улучшение каких-либо параметров качества технологического процесса может быть как востребованным в большей или меньшей степени, так и совершенно не востребованным потребителем.

Для решения рассматриваемой проблемы использовали известную в менеджменте качества идею о нелинейности зависимости удовлетворенности потребителя от количественных значений показателей качества и о существовании нейтральных зон [3].

Для количественной оценки качества разрабатываемого технологического процесса предложена математическая модель комплексного критерия качества технологического процесса $Q_{\text{компл}}$:

$$Q_{\text{компл}} = K_{1\text{ин}}a_1 + K_{2\text{ин}}a_2 + C_{\text{ин}}b, \quad (1)$$

где $K_{1\text{ин}}$, $K_{2\text{ин}}$ — безразмерные нормированные критерии внешнего и внутреннего качества;

i — текущий номер варианта технологического процесса, $i = 1 \dots n$;

$C_{\text{ин}}$ — безразмерный нормированный критерий технологической себестоимости;

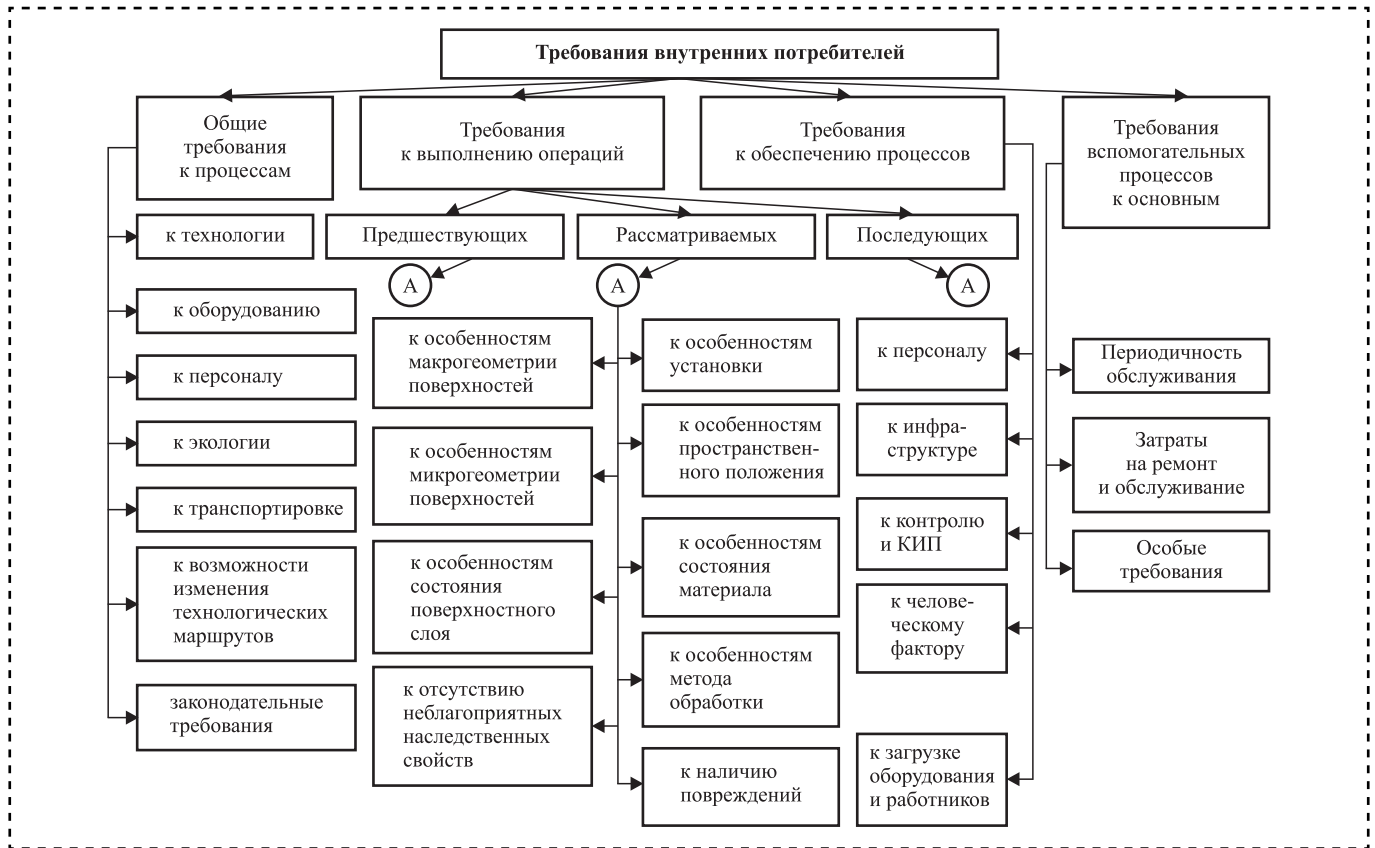


Рис. 2. Классификация требований внутренних потребителей к качеству технологического процесса

a_1, a_2 — весовые коэффициенты внешнего и внутреннего качества;

b — весовой коэффициент технологической себестоимости.

Нормированный относительный критерий внешнего качества K_{1in} характеризует степень соответствия результатов выполнения технологического процесса (т.е. готовой продукции) требованиям его внешних потребителей и определяется за несколько шагов:

1) идентификация и анализ внешних потребителей и их требований;

2) выбор востребованных потребителем свойств изделия с учетом его функционального назначения и условий работы экспертным методом и определение степени значимости выбранных свойств;

3) выбор регламентированных стандартами или являющихся общепринятыми показателей качества изделия, обеспечивающих выбранные востребованные его свойства;

4) оценка степени влияния параметров качества технологического процесса на выбранные показатели качества изделия и на его значимые свойства;

5) расчет нормированного относительного критерия внешнего качества K_{1in} для каждого

i -го варианта по методике, приведенной в работе [4].

Возможные значения лежат в пределах $-1 \leq K_{1in} \leq 1$:

$K_{1in} + 1$ — наилучшее качество изделия;

$K_{1in} - 1$ — наихудшее качество изделия;

$K_{1in} = 0$ — среднее качество изделия, изготавливаемого по рассматриваемому варианту технологического процесса, с точки зрения внешнего потребителя.

Нормированный относительный критерий внутреннего качества K_{2in} характеризует степень соответствия технологического процесса требованиям его внутренних потребителей (т.е. исполнителей) и для каждого i -го варианта технологического решения определяется следующим образом:

1) идентификация внутренних потребителей и их требований;

2) формирование набора параметров качества процесса;

3) определение веса выбранных параметров качества, например, методом парных сравнений [5];

4) определение, классификация и оценка востребованных и невостребованных внутренними

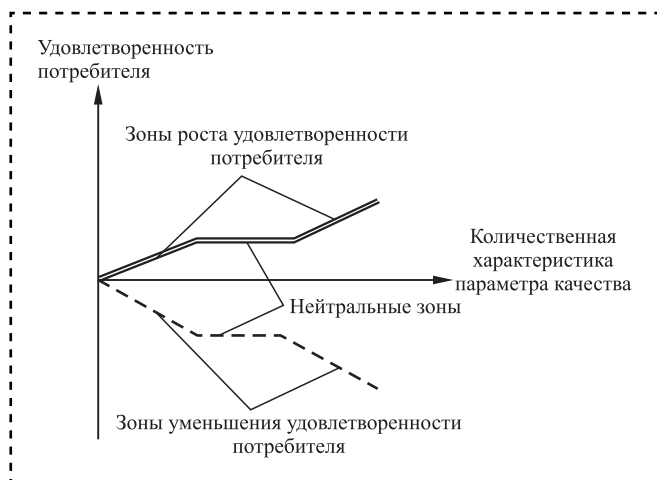


Рис. 3. Модель зависимости удовлетворенности потребителя от количественной характеристики параметра качества с нейтральными зонами

потребителями параметров качества рассматриваемых вариантов технологического решения;

5) составление матриц оценки качества варианта технологического решения внутренними потребителями по каждому из сравниваемых вариантов;

6) расчет нормированного относительного критерия внутреннего качества K_{2in} для каждого i -го варианта технологического решения по методике, приведенной в работе [4].

Возможные значения лежат в пределах $-1 \leq K_{2in} \leq 1$:

$K_{2in} = +1$ — наилучшее качество процесса;

$K_{2in} = -1$ — наихудшее качество процесса;

$K_{2in} = 0$ — нейтральное (среднее) качество разрабатываемого технологического процесса с точки зрения его внутреннего потребителя.

Безразмерный нормированный критерий технологической себестоимости для каждого из вариантов технологического процесса определяется следующим образом:

1) определение по известному элементному методу значения технологической себестоимости C_i для каждого i -го варианта технологического решения;

2) нормирование полученных значений:

$$C_{in} = \frac{\min C_i}{C_i}, \quad (2)$$

где $\min C_i$ — минимальное значение технологической себестоимости для рассмотренных вариантов.

Возможные значения лежат в пределах $0 < C_{in} \leq 1$. Значение, равное 1, соответству-

ет минимальному значению технологической себестоимости, т.е. наилучшему варианту технологического процесса с точки зрения материальных затрат на его реализацию.

Весовые коэффициенты качества и себестоимости a_1 , a_2 , b могут быть назначены исходя из того, что:

$$a_1 + a_2 + b = 1. \quad (3)$$

Аналитически определить весовые коэффициенты в данном случае невозможно, поэтому они определяются групповым методом экспертных оценок. В качестве альтернативы (при большом числе рассматриваемых вариантов) может быть использован метод парных сравнений.

После расчета по формуле (1) комплексного критерия качества технологического процесса необходимо выбрать вариант с максимальным значением $Q_{\text{компл}}$.

Выводы

Установлено, что методы технико-экономического обоснования технологических решений в отечественном машиностроении нуждаются в совершенствовании.

Предложены математическая модель и алгоритм расчета комплексного критерия качества технологического процесса, учитывающая как требования к качеству процесса внешних и внутренних потребителей, так и себестоимость изготовления изделия.

Практическое использование полученных результатов позволит повысить качество продукции отечественных машиностроительных предприятий и снизить издержки при ее изготовлении.

Библиографический список

1. Суслов А.Г., Дальский А.М. Научные основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 2002. 684 с.
2. Непомилуев В.В., Соколова Е.Ю. Методология выбора оптимального варианта решения при проектировании технологического процесса // Вестник РГТУ имени П.А. Соловьева. 2013. № 1 (24). С. 190—197.
3. Кузьмин А.М. Модель Кано // Методы менеджмента качества. 2007. № 3. С. 33—34.
4. Соколова Е.Ю. Повышение качества технологических процессов в машиностроении на основе его количественной оценки: автореф. дис.... канд. техн. наук. Рыбинск: РГТУ им. П.А. Соловьева, 2013. 16 с.
5. Граб В.П. Экспертная оценка показателей качества // Тр. Междунар. симпозиума "Надежность и качество". Пенза: ПГТУ. 2005. С. 355—359.

ЭКОЛОГИЯ И БЕЗОПАСНОСТЬ СБОРОЧНЫХ РАБОТ

УДК 697.9

С.А. Микаева, д-р техн. наук, **А.С. Микаева**, канд. экон. наук, **Э.Л. Ларшина**, **А.А. Дюкин**
(МИРЭА — Российский технологический университет)
E-mail: mikaeva@npo.lit.

Сборка системы предварительной очистки воздуха

Описана сборка системы предварительной очистки воздуха, предназначенной для снижения высоких концентраций сероводорода и летучих органических соединений на основе использования специализированной каталитической засыпки. Система представляет собой 20- или 40-футовый утепленный морской контейнер, в котором расположены два блока каталитической засыпки: рабочий и резервный. Каждый блок содержит одну ступень очистки со специализированной железистой засыпкой. Система не имеет собственного вентилятора и подключается к действующей системе вентиляции либо устанавливается перед входом в установку ВЕНТЛИТ.

The assembly of the air pretreatment system designed to reduce high concentrations of hydrogen sulfide and volatile organic compounds through the use of specialized catalytic backfill is described. The system is a 20 or 40 foot insulated sea container in which two catalytic backfill units are located: worker and reserve. Each unit contains one cleaning step with a specialized ferruginous backfill. The system does not have its own fan and is connected to the existing ventilation system be installed in front of the installation VENTLIT.

Ключевые слова: сборка, система, блок, концентрация, очистка, воздух, технические характеристики.

Keywords: assembly, system, unit, concentration, purification, air, technical characteristics.

Система предварительной очистки воздуха (СПОВ) предназначена для снижения высоких концентраций сероводорода и летучих органических соединений на основе использования специализированной каталитической засыпки ВК-28.

Система представляет собой 20- или 40-футовый утепленный морской контейнер, в котором расположены два блока каталитической засыпки: рабочий и резервный. Каждый блок содержит одну ступень очистки со специализированной железистой засыпкой. Установка не имеет собственного вентилятора и подключается к действующей системе вентиляции либо устанавливается перед входом в установку ВЕНТЛИТ [1–5].

К работе с СПОВ допускаются лица, прошедшие инструктаж по технике безопасности и ознакомленные с системой СПОВ и правилами ее эксплуатации. На работу системы СПОВ распространяются все требования по технике безопасности при эксплуатации электрооборудования,

питание которого осуществляется напряжением 380 В и частотой 50/60 Гц [6]. Корпуса канального нагревателя, канального вентилятора и шкафа управления должны быть надежно заземлены.

Технические характеристики

СПОВ

Присоединительные размеры, мм:	
вход	250
выход	250
Условное давление блока каталитической засыпки	Разрежение
Общие габаритные размеры, длина×ширина×высота, мм	6099×3323×2591
Число резервных блоков очистки	1 (100 % резервирование)
Масса брутто, не более, кг	6000
Материал блока каталитической засыпки	Коррозионно-стойкая сталь



Степень пыле- и влагозащитности	IP 54 / IP65 (IP65 — степень ПВЗ частей и элементов системы контактирующего с очищаемым воздухом)
Варианты исполнения камеры (по потоку воздуха)	пульт слева; пульт справа (зеркальное)
Максимальный расход воздуха, м ³ /ч	500
Масса каталитической засыпки рабочего или резервного блоков, кг	750
Тип каталитической засыпки	BK-28
Масса сорбционно-каталитической засыпки, кг	200
Тип сорбционно-каталитической засыпки	JACOBI AddSorb VA12
Номинальные потери напора на установке, Па	600
Датчик сероводорода (загазованность помещения), шт.	1
Дифманометр, шт.	2 (по одному на рабочий и резервный блоки)

Система поддержания температуры в холодный период эксплуатации

Тип приточного вентилятора	Титан BK-200
Размещение	На корпусе установки
Максимальная мощность вентилятора, кВт	0,140
Тип канального нагревателя	ЭНК-200/2.0
Максимальная мощность канального нагревателя, кВт	2

Система переключения подачи грязного воздуха между рабочим и резервным блоками очистки воздуха

Тип шиберной задвижки	O3-250
Число шиберных задвижек, шт.	12

Вентилятор выброса воздуха из системы очистки

Число вентиляторов	1
Размещение	Внутри установки
Максимальная мощность, кВт	0,55
Тип вентилятора	BKПН 50-25-2D-2,5 BK1
Материал корпуса	Взрывозащищенное коррозионно-стойкое исполнение

Система контроля загазованности зоны обслуживания

Тип датчика	Сенсор-СВ-Н2S
Аварийная сигнализация	Звуковой оповещатель Маяк-24-3М

Пульт управления (внешний)

Габаритные размеры, длина×ширина×высота, мм	760×600×200
Масса, не более, кг	17
Материал корпуса	Коррозионно-стойкая сталь
Степень пыле- и влагозащитности	IP 54
Панель оператора	Кнопочная

Электропотребление

Напряжение питания, В	380 ± 38
Частота питающего напряжения, Гц	50
Максимальная потребляемая мощность, не более, кВт	4,2

Внутреннее освещение

Тип светильника	LC-NK01-10W
Потребляемая мощность, Вт	10
Напряжение питания, В	220
Степень пыле- и влагозащитности	IP 54
Корпус	Металлический (антивандальный)
Срок службы, ч	50 000

Звуковой оповещатель

Тип звукового оповещателя	Маяк-24-3М (ООО "Электроника и Автоматика")
Напряжение питания постоянного тока, В	24
Номинальный ток потребления, мА	20
Уровень звукового давления, не менее, дБ	105
Степень пыле- и влагозащитности	IP 56
Диапазон рабочих температур, °С	-50...+55
Относительная влажность воздуха при + 25°С, не более, %	95

Условия эксплуатации

Климатическое исполнение	У1-Уличное исполнение
Температура обрабатываемого воздуха, °С	+5...+40
Относительная влажность обрабатываемого воздуха при 25 °С, не более, %	100
Температура окружающего воздуха, °С	-45...+40
Относительная влажность при 25 °С, не более, %	98

Система предварительной очистки воздуха состоит из контейнера 1, шкафа управления 2, трубопроводов подвода загрязненного 10 и отвода очищенного 11 воздуха (рис. 1).

Шкаф управления 2, установленный с внешней стороны контейнера, предназначен для управления электрическим оборудованием системы СПОВ-500-2 и контроля технологических параметров его работы.

Очищаемый воздух поступает в контейнер 1 по подводящему воздухопроводу 10, который соединен с входным патрубком 8, проходит через блок 3 сорбционно-каталитической засыпки, сорбирующей взвешенные вещества и различные химические загрязнения в воздухе, на поверхности которой происходят реакции их окисления. Предварительно очищенный воздух через отводящий воздухопровод 11 и выходной патрубок 9 по воздухопроводу направляется

в промышленный комплекс очистки воздуха ВЕНТЛИТ.

В контейнере 1 установлено два блока каталитической засыпки 3, один из которых является резервным. С помощью шиберных задвижек 12, установленных в подводящем 10 и отводящем 11 воздухопроводах переключают подачу обрабатываемого воздуха между рабочим и резервным блоками каталитической засыпки.

Для определения степени загрязнения каталитической засыпки в контейнере 1 установлены два дифференциальных манометра 6.

Контроль загазованности зоны обслуживания внутри контейнера 1 осуществляется с помощью датчика сероводорода 7. В случае превышения концентрации сероводорода внутри контейнера выше допустимой на двери шкафа управления загорается световой индикатор 6 "АВАРИЯ H₂S" и включается сирена звукового

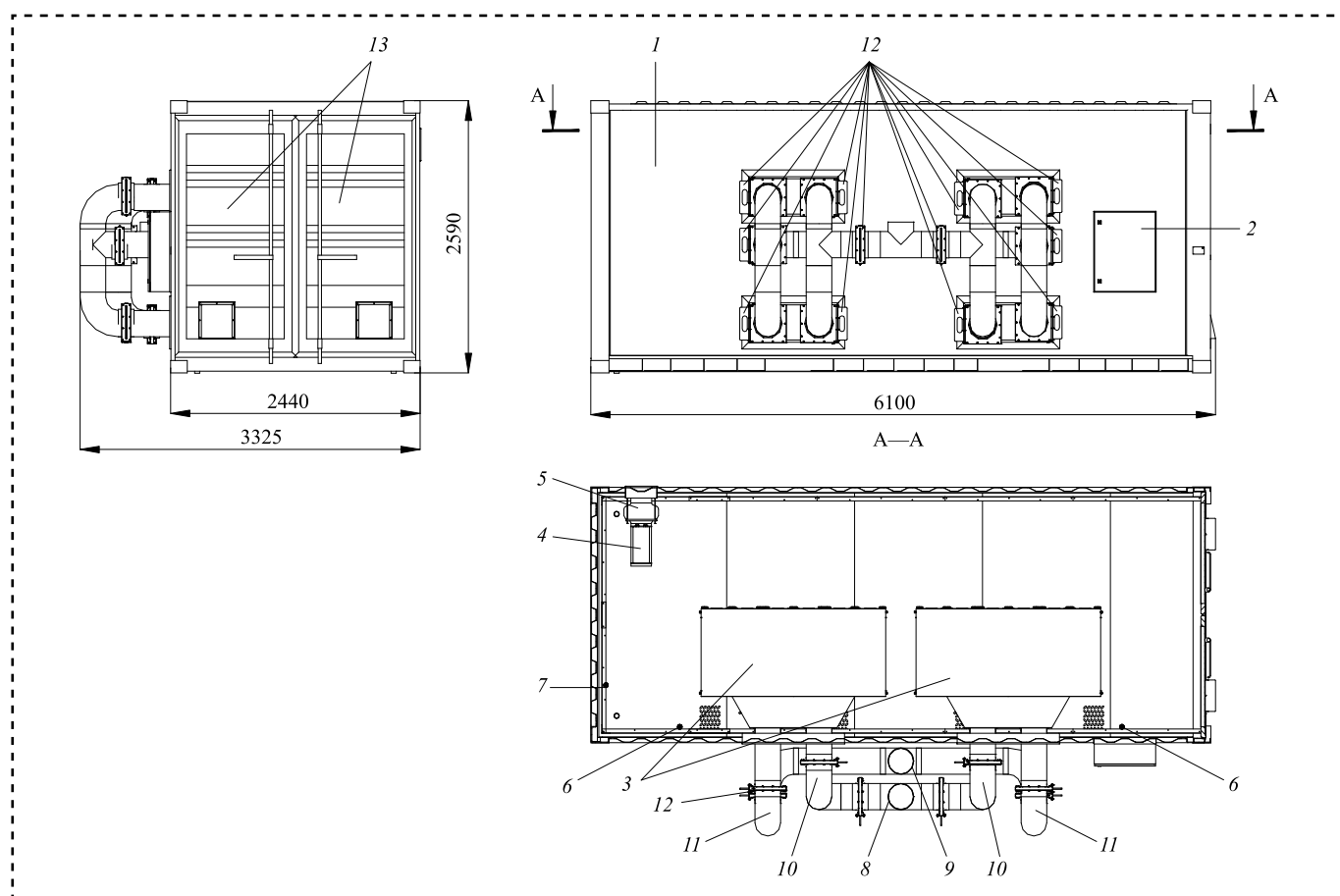


Рис. 1. Система СПОВ:

1 — контейнер; 2 — шкаф управления; 3 — блок каталитической засыпки; 4 — каналный нагреватель; 5 — каналный вентилятор; 6 — манометр дифференциальный; 7 — датчик сероводорода; 8 — входной патрубок (DN 250); 9 — выходной патрубок (DN 250); 10 — подводящий воздухопровод; 11 — воздухопровод отвода обработанного воздуха; 12 — шиберная задвижка ОЗ-250; 13 — двери обслуживания

оповещателя, установленного в нижней части шкафа управления.

Для поддержания оптимальной температуры внутри контейнера в холодный период эксплуатации системы СПОВ-500-2 контейнер оборудован системой климатического контроля, состоящей из термостата, канального вентилятора 5 и канального нагревателя 4. Термостат регулирует работу канального вентилятора, осуществляющего принудительный забор воздуха из окружающей среды и подачу его в контейнер. Воздух, подаваемый с помощью канального вентилятора, проходит через канальный нагреватель 4 и нагревается до необходимой температуры.

Для обслуживания СПОВ предусмотрены двери 13, которые должны быть закрыты во время работы системы СПОВ-500-2. Для удобства обслуживания СПОВ внутри контейнера 1 установлены светодиодные светильники.

Блок каталитической засыпки (рис. 2) представляет собой каркасную конструкцию 1, устанавливаемую на два швеллера 2. Каркас 1 разбит на секции для размещения каталитической засыпки. Секции закрываются специальными люками 3, через которые осуществляется загрузка и выгрузка каталитической засыпки. Люки 3 закреплены с помощью прижимных ручек 4. К входному диффузору 5 блока каталитической засыпки подключены подводящие воздухопроводы СПОВ, а отводящие воздухопроводы — к выходному диффузору 6. Для отвода конденсата, образующегося во время

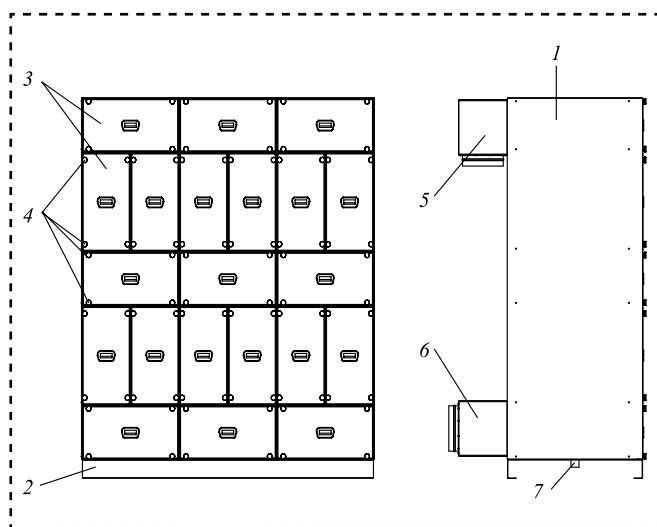


Рис. 2. Блок каталитической засыпки:

1 — каркас; 2 — швеллер; 3 — люк; 4 — ручка; 5 — входной диффузор; 6 — выходной диффузор; 7 — дренажный патрубок

очистки воздуха, в нижней части блока каталитической засыпки установлен дренажный патрубок 7, подключенный к дренажной системе или канализации.

Шибберная задвижка состоит из корпуса 1, который устанавливается в воздуховоде СПОВ, и выдвигной задвижки 2 (рис. 3), перекрывающей и/или регулирующей поток воздуха.

Шкаф управления состоит из корпуса 1, на боковой панели которого установлен главный выключатель 11, предназначенный для включения или выключения оборудования СПОВ (рис. 4).

Внутри шкафа установлена монтажная панель 14 с элементами управления и контроля работы оборудования СПОВ силовой коммутации.

Температуру внутри шкафа управления контролирует термостат 15. Нагреватель 13 предназначен для предотвращения появления конденсата на элементах электрического оборудования в шкафу управления. При температуре внутри шкафа управления ниже $+12\text{ }^{\circ}\text{C}$ нагреватель включается, а выше $+17\text{ }^{\circ}\text{C}$ — выключается.

На двери шкафа управления расположены элементы управления и сигнализации: 3 — лампа сигнальная "СЕТЬ" (зеленая) сигнализирует о подаче сетевого питания на шкаф управления; 4 — лампа сигнальная "РАБОТА КАЛОРИФ" (зеленый) сигнализирует о подаче питания на канальный нагреватель; 5 — лампа сигнальная "ПРЕДУП H_2S " (желтый) сигнализирует о превышении показаний по датчику сероводорода выше 30 мг/м^3 (базовая настройка); 6 — лампа сигнальная "АВАРИЯ H_2S " (красный) сигнализирует о превышении показаний

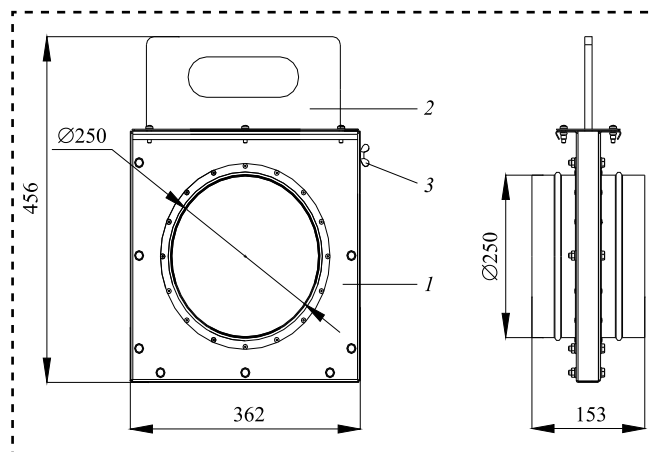


Рис. 3. Шибберная задвижка:

1 — корпус; 2 — заслонка; 3 — винт

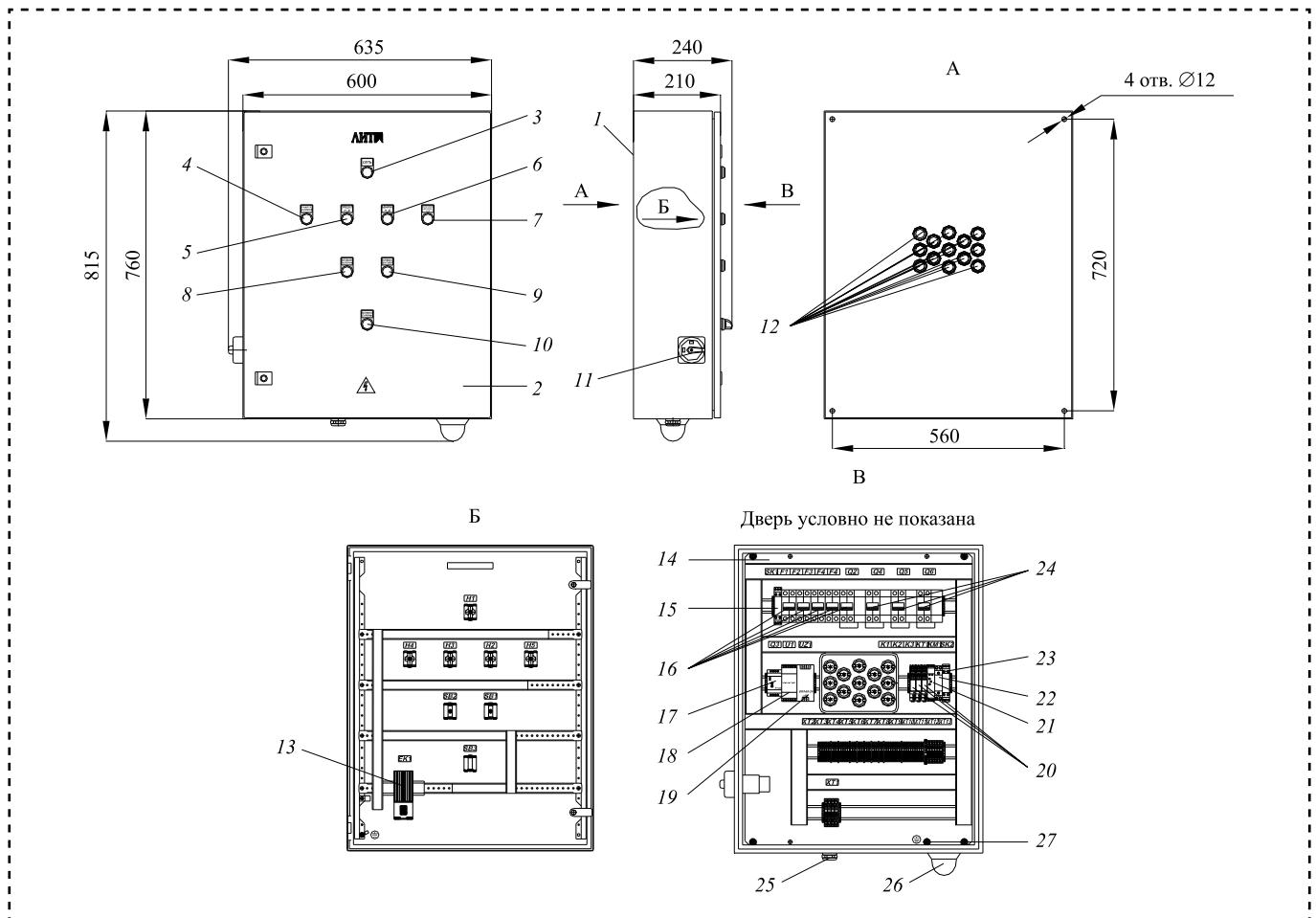


Рис. 4. Шкаф управления:

1 — корпус; 2 — дверь; 3 — световой индикатор "СЕТЬ" (зеленый); 4 — световой индикатор "РАБОТА КАЛОРИФ" (зеленый); 5 — световой индикатор "ПРЕДУП H₂S" (желтый); 6 — световой индикатор "АВАРИЯ H₂S" (красный); 7 — световой индикатор "НЕИСПРАВН ДАТЧИКА H₂S" (красный); 8 — кнопка "ВКЛ/ВЫКЛ КАЛОРИФ"; 9 — кнопка "ВКЛ/ВЫКЛ ВЕНТИЛЯТ"; 10 — переключатель "ВКЛ/ВЫКЛ СИРЕНЫ"; 11 — главный выключатель; 12 — кабельные вводы; 13 — нагреватель; 14 — монтажная панель; 15 — термостат; 16 — автоматический выключатель; 17 — регулятор температуры; 18 — барьер искробезопасности; 19 — источник питания; 20 — модуль релейного интерфейса; 21 — реле времени (циклическое); 22 — контактор; 23 — термостат канального нагревателя; 24 — дифференциальный выключатель; 25 — гермоввод; 26 — звуковой оповещатель; 27 — шпилька заземления

по датчику сероводорода выше 75 мг/м³ (базовая настройка); 7 — лампа сигнальная "НЕИСПРАВН ДАТЧИКА H₂S" (красный) сигнализирует о неисправности датчика сероводорода; 8 — кнопка "ВКЛ/ВЫКЛ КАЛОРИФ" включения/выключения канального нагревателя; 9 — кнопка "ВКЛ/ВЫКЛ ВЕНТИЛЯТ" включения/выключения канального вентилятора; 10 — переключатель "ВКЛ/ВЫКЛ СИРЕНЫ" для включения/выключения звукового оповещателя.

В нижней части шкафа управления установлен гермоввод 25 для подвода кабеля питания. Отвод кабелей из шкафа управления осуществ-

ляется через кабельные вводы 12, установленные на задней панели шкафа управления.

Звуковой оповещатель 26 предназначен для звуковой сигнализации в случае превышения показаний по датчику сероводорода или в случае неисправности датчика сероводорода. Для заземления шкафа управления предусмотрены шпильки заземления 27.

Перед вводом системы в эксплуатацию заполняют блок каталитической засыпки (толщина слоя в одной секции 540 мм). Для ввода системы в работу закрывают двери обслуживания 13 (см. рис. 1), устанавливают задвижки 12 в необходимое (рабочее) положение, включают



главный выключатель *11* шкафа управления, канальный нагреватель и канальный вентилятор, нажав на кнопки "ВКЛ/ВЫКЛ КАЛОРИФ" *8* и "ВКЛ/ВЫКЛ ВЕНТИЛЯТ" *9* и звуковой оповещатель, установив ручку переключателя *10* в положение "ВКЛ СИРЕНА" (см. рис. 4).

Для вывода системы из работы нажимают кнопки "ВКЛ/ВЫКЛ КАЛОРИФ" *8* и "ВКЛ/ВЫКЛ ВЕНТИЛЯТ" *9* (см. рис. 4), перекрывают с помощью шибберных задвижек *12* подводящие *10* и отводящие *11* воздухопроводы (см. рис. 1). Выключают главный выключатель *11* шкафа управления (см. рис. 4).

Перспективы развития систем предварительной очистки воздуха связаны с применением современных технологий энергосбережения, использованием усовершенствованных механических частей, а также внедрением комбинированных технологий ультрафиолетового облучения и химического окисления. Также интересен вопрос о создании новых технологий, связанных с ультра-

фиолетовыми лампами. Данное направление сейчас активно развивается при испытании уже существующих технологий в нестандартных условиях, при критически низких температурах.

Библиографический список

1. **Микаева С.А., Микаева А.С.** Системы обеззараживания ультрафиолетовым излучением // Справочник. Инженерный журнал. 2015. № 11. С. 59—64.
2. **Микаева С.А., Микаева А.С., Бойчук М.И.** Сборка установки очистки воздуха // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2017. № 7. С. 302—307.
3. **Микаева С.А., Микаева А.С.** Экспериментальные исследования характеристик перспективных источников света, приборов и систем. М.: РУСАЙНС, 2017. 150 с.
4. **Микаева С.А.** Производство приборов и систем с новейшими источниками света. М.: РУСАЙНС, 2018. 135 с.
5. **Микаева С.А., Микаева А.С.** Современные электронные системы и устройства. М.: РУСАЙНС, 2019. 186 с.
6. **Брысин А.Н., Микаева С.А.** Электротехника. Казань: Бук, 2018. 228 с.



ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
продолжает подписку на журнал

"СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ"

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

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

107076, г. Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2

Тел.: 8 (495) 785-60-69

e-mail: realiz@mashin.ru, www.mashin.ru

Уровень перегрузок в адаптивных фрикционных муфтах с переменным коэффициентом усиления

Показано, что адаптивная фрикционная муфта с отрицательной обратной связью и переменным коэффициентом усиления не обеспечивает полной стабилизации вращающего момента. На величину перегрузки влияют скорость ее нарастания и число пар трения фрикционного узла муфты. Перегрузка возрастает с увеличением скорости ее нарастания и при уменьшении числа пар трения фрикционного узла.

It is shown that the adaptive friction clutch with negative feedback and variable gain does not provide complete stabilization of the torque. The magnitude of the overload is influenced by the speed of its growth and the number of pairs of friction of the friction coupling Assembly. The overload value increases with the increase in the rate of its increase and with a decrease in the number of friction pairs of the friction unit.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, переменная, коэффициент усиления, перегрузка, пара трения, точность срабатывания.

Keywords: adaptive friction clutch, variable, gain, overload, friction pair, accuracy.

Введение

В работах [1, 2] представлены функциональные зависимости распорной силы управляющих устройств (УУ) адаптивных фрикционных муфт (АФМ) от изменяющегося с течением времени коэффициента трения между элементами фрикционных пар. При реализации этих зависимостей вращающий момент АФМ при срабатывании сохраняется постоянным и не зависит от значения коэффициента трения [3, 4].

Указанная особенность, в отличие от АФМ с постоянным коэффициентом усиления (КУ), обусловлена КУ с переменной величиной.

Цель работы — установление факторов, влияющих на перегрузку, вносимую АФМ в кинематическую цепь привода машины.

Решение задачи

При оснащении АФМ УУ с отрицательной одноконтурной обратной связью упомянутая зависимость имеет следующий вид [1]:

$$F_{p,i} = F_{\Pi} \left(1 - \frac{f_{\min}}{f_i} \right), \quad (1)$$

где $F_{p,i}$ — текущее значение распорной силы УУ;
 F_{Π} — сила замыкания фрикционного узла АФМ;

f_{\min} — минимальное значение коэффициента трения между элементами фрикционных пар;
 f_i — текущее значение коэффициента трения.

Формула (1) записана для случая, когда настройка АФМ проводится по коэффициенту трения f_{\min} [5].

Для установления функциональной зависимости КУ, необходимого в дальнейшем исследовании от коэффициента трения запишем в общем виде выражение по определению текущего вращающего момента АФМ [6]:

$$T_i = z R_{cp} f_i (F_{\Pi} - F_{p,i}), \quad (2)$$

где z — число пар трения фрикционного узла АФМ;

R_{cp} — средний радиус поверхностей трения фрикционных пар.



Распорную силу УУ определим по формуле [7]:

$$F_{p,i} = \frac{T}{r} \operatorname{tg} \alpha_i, \quad (3)$$

где α_i — текущий угол давления распорных элементов УУ;

r — радиус окружности, на которой расположены распорные элементы УУ.

С учетом соотношения (2) равенство (3) принимает следующий вид:

$$F_{p,i} = z C_i f_i (F_{\Pi} - F_{p,i}),$$

откуда находим, с учетом формулы (1):

$$C_i = \frac{1}{z f_{\min}} \left(1 - \frac{f_{\min}}{f_i} \right), \quad (4)$$

где C_i — текущий КУ обратной связи, $C_i = \frac{R_{\text{cp}}}{r} \operatorname{tg} \alpha_i$ [8].

Сопоставление формул (1) и (4) показывает, что текущий КУ изменяется, в зависимости от коэффициента трения по тому же закону, что и распорная сила УУ.

В АФМ с переменным КУ увеличение распорной силы обусловлено соответствующим увеличением КУ за счет изменения значения угла давления α_i , которое происходит в результате возрастания вращающего момента, передаваемого распорными элементами УУ.

Определим с учетом данного обстоятельства прирост вращающего момента АФМ, необходимый для увеличения текущего угла давления α_i в связи с наступлением перегрузки при изменении текущего значения коэффициента трения f_i . После увеличения вращающего момента, когда КУ достигает соответствующей величины, срабатывание АФМ произойдет при настроенном значении вращающего момента [9, 10].

Очевидно, что максимальный прирост вращающего момента АФМ произойдет в случае увеличения коэффициента трения от f_{\min} до f_{\max} .

При случайном увеличении коэффициента трения f_{\min} f_{i+1} распорная сила $F_{p,i}$ равна нулю, если перегрузка на ведомых частях АФМ отсутствует, т.е. момент сил сопротивления, действующий на муфту, равен ее настроенному вращающему моменту.

Действительно, при $f_i = f_{\min}$ распорная сила $F_{p,i}$ равна нулю согласно соотношению (1).

В этом случае в соответствии с формулой (2) вращающий момент АФМ равен:

$$T_{\min} = z F_{\Pi} R_{\text{cp}} f_{\min},$$

и, поскольку без наступления перегрузки муфта продолжает передавать этот же вращающий момент, распорная сила отсутствует.

Потенциальный вращающий момент, который виртуально способен передать АФМ в данный период времени, равен:

$$T_{\Pi} = z F_{\Pi} R_{\text{cp}} f_{i+1}, \quad (5)$$

при по-прежнему отсутствующей распорной силе.

В случае возникновения и нарастания перегрузки начинает увеличиваться вращающий момент, передаваемый АФМ. Вместе с этим начинает действовать распорная сила, которая, очевидно, также увеличивается по мере нарастания перегрузки, действующей на АФМ.

На основании этого формула (5) принимает следующий вид:

$$T_{\Pi i} = z R_{\text{cp}} f_{i+1} (F_{\Pi} - F_{p,i}). \quad (6)$$

В формуле (6) распорная сила $F_{p,i}$ определяется по формуле (1).

Используя формулу (3), запишем следующее соотношение:

$$F_{p,i} = \frac{T_i C_i}{R_{\text{cp}}}. \quad (7)$$

После подстановки правой части формулы (7) в равенство (6) и некоторых преобразований с учетом формулы (4) получаем:

$$T_{\Pi i} = z F_{\Pi} R_{\text{cp}} f_{i+1} \frac{f_{\min}}{f_i}. \quad (8)$$

Формула (8) отражает закономерность изменения потенциального вращающего момента в зависимости от исходного коэффициента трения f_i . Из данной формулы следует, что максимальный вращающий момент $T_{\Pi \max}$ будет при значениях коэффициента трения $f_{i+1} = f_{\max}$ и $f_i = f_{\min}$.

Для нахождения прироста вращающего момента АФМ при увеличении коэффициента трения в условиях действия перегрузки обратимся к рис. 1, на котором схематично изображен процесс изменения вращающего момента АФМ в соответствии с изменением коэффициента трения.

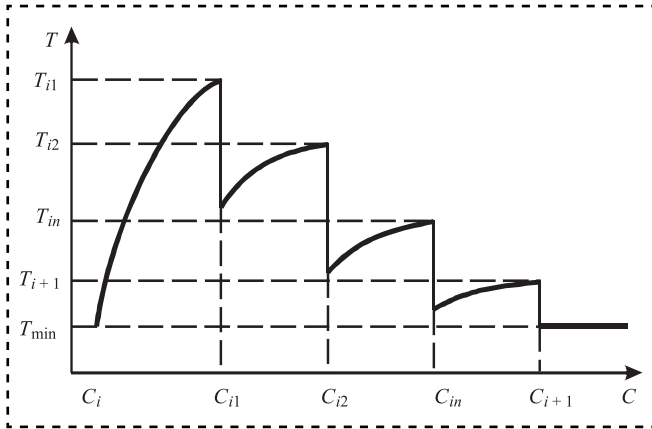


Рис. 1. Схема нарастания величины вращающего момента АФМ при изменении КУ

Допустим, что первоначальный коэффициент трения составлял f_i . Этой величине соответствовало значение КУ C_i согласно формуле (4). После увеличения коэффициента трения до f_{i+1} АФМ не будет реагировать на это увеличение до тех пор, пока не наступит перегрузка. Очевидно, что в этом случае срабатывания муфты не произойдет, поскольку КУ C_i не будет соответствовать новому значению коэффициента трения [11].

Наступление перегрузки приведет к увеличению распорной силы, что, в свою очередь, сопровождается увеличением КУ. Это будет замедлять процесс увеличения вращающего момента АФМ.

В соответствии с этим процесс нарастания вращающего момента АФМ может быть представлен как его последовательное увеличение на отдельных локальных участках изменения значения КУ при общем уменьшении (см. рис. 1). При этом принят постоянный КУ в пределах каждого участка, а замедление темпа роста вращающего момента показано на верхней границе каждого участка соответствующими ступенями.

После достижения КУ C_{i+1} , соответствующего коэффициенту трения f_{i+1} , вращающий момент АФМ уменьшается до настроечного значения T_{min} , при котором происходит срабатывание муфты [12].

Вращающий момент АФМ в первоначальный период действия перегрузки:

$$T_i = zR_{cp}f_{i+1}(F_{п} - F_{pi}),$$

где

$$F_{pi} = \frac{T_i}{R_{cp}} C_i.$$

С учетом последнего соотношения предыдущая формула принимает вид:

$$T_i = zF_{п}R_{cp} \frac{f_{i+1}}{1 + zC_i f_{i+1}}. \quad (9)$$

Поскольку в данном случае параметр C_i является переменным, при увеличении его под действием распорной силы вращающий момент T_i будет уменьшаться. Следовательно, вращающий момент при C_i максимален и определяет уровень перегрузки, вносимой АФМ.

После подстановки правой части формулы (4) в формулу (9) получим:

$$T_i = zF_{п}R_{cp} \frac{f_i f_{i+1} f_{min}}{f_i f_{min} + f_{i+1}(f_i - f_{min})}. \quad (10)$$

Формула (10) определяет вращающий момент АФМ при коэффициенте трения, превышающем значение, соответствующее необходимой величине КУ, т.е. показывает величину мгновенного запаса сцепления муфты по моменту сил трения. Ограничение передаваемой нагрузки, т.е. срабатывание муфты, произойдет в тот момент времени, когда величина убывающего, в соответствии с формулой (10), момента сил трения АФМ станет равной возрастающему внешнему (по отношению к муфте) вращающему моменту, т.е. перегрузочному моменту сил сопротивления (рис. 2, точка A_i):

$$T_i = T_c, \quad (11)$$

где T_c — внешний вращающий момент (момент сил сопротивления).

В формуле (11) вращающий момент T_i АФМ представляет собой переменную величину,

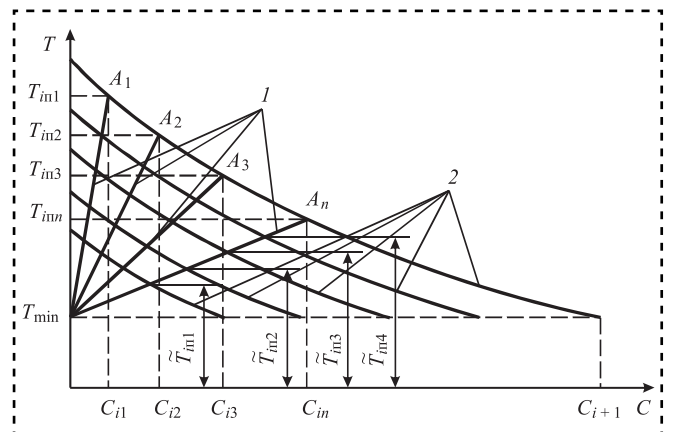


Рис. 2. Схема процесса срабатывания АФМ при наличии потенциального момента сил трения



функционально зависимую от КУ. Определение в аналитической форме вращающего момента, при котором происходит срабатывание АФМ, возможно в том случае, когда известна закономерность изменения момента сил сопротивления T_c .

Возникновение перегрузки и закон ее изменения носят в общем случае случайный характер и, в зависимости от характера технологического процесса, выполняемого машиной, и физико-механических свойств обрабатываемой среды перегрузка может иметь конечную величину или приводит к остановке движения (стопорению) рабочего органа машины [13].

Примем в качестве основного закона линейный закон изменения момента сил сопротивления T_c :

$$T_{ci} = K(C_{ix} + 1)T_{\min}, \quad (12)$$

где K — коэффициент пропорциональности: $K \neq 1$, кроме случая, когда $C_{ix} = 0$, тогда $K = 1$; C_{ix} — текущее значение КУ, изменяющееся в интервале $C_i \dots C_{i+1}$.

Формула (12) справедлива при значениях $C_{ix} > C_i$. При $C_{ix} = C_i$, в том числе при $C_i = 0$, должно выполняться равенство $T_c = T_{\min}$, отражающее начальный момент времени возникновения перегрузки.

Используя в равенстве (11) правые части формул (9) и (12), приходим к квадратному относительно неизвестного C_{ix} уравнению, корни которого равны:

$$C_{ix(1,2)} = \frac{\pm \sqrt{(1 - z f_{i+1})^2 + 4z f_{i+1}^2 / (K f_{\min})} - (1 - z f_{i+1})}{2z f_{i+1}}. \quad (13)$$

В силу физической сущности КУ бывает только положительным, поэтому в корнях (13) следует принять перед радикалом знак "плюс". После подстановки правой части корней (13) в формулу (9) находим вращающий момент, при котором произойдет срабатывание АФМ:

$$T_{\pi i} = 2z F_{\pi} R_{cp} \times \frac{f_{i+1}}{\sqrt{(1 - z f_{i+1})^2 + 4z f_{i+1}^2 / (K f_{\min})} + (1 - z f_{i+1})}. \quad (14)$$

Анализ формулы (14) показывает, что увеличение коэффициента пропорциональности

K приводит к росту вращающего момента $T_{\pi i}$. При резкоударном характере нагружения привода машины $K \rightarrow \infty$ (см. рис. 2, семейство прямых $I - A_1 \dots A_n$), а вращающий момент $T_{\pi i}$ стремится к величине

$$T_{\pi i l} = z F_{\pi} R_{cp} f_{i+1}.$$

В данном случае коэффициент точности АФМ [14] вычислим по формуле:

$$K_T = \frac{f_{i+1}}{f_i},$$

а максимальный $K_{T, \max}$ — по формуле:

$$K_{T, \max} = \frac{f_{\max}}{f_{\min}}.$$

При различных значениях коэффициента трения f_{i+1} в результате его увеличения графики функции (10) представляют собой семейство кривых 2 (см. рис. 2), и при одном и том же законе изменения величины момента сил сопротивления T_c вращающий момент $T_{\pi i}$ увеличивается по мере роста коэффициента трения. Максимальный вращающий момент будет при f_{\max} .

При увеличении коэффициента трения от исходного значения $f_i > f_{\max}$ вращающий момент $T_{\pi i}$ уменьшается, что следует из формулы (9), при значениях КУ $C_i > 0$.

Формула для вычисления K_T при меньших значениях коэффициента пропорциональности K имеет вид:

$$K_T = \frac{2f_{i+1}}{\left[\sqrt{(1 - f_{i+1})^2 + 4z f_{i+1}^2 / (K f_{\min})} + (1 - f_{i+1}) \right] f_{\min}}. \quad (15)$$

При прочих фиксированных значениях параметров на перегрузку, вносимую АФМ, оказывает влияние число пар трения z .

Первая производная по переменной z функции, представленная знаменателем в формуле (15), имеет вид:

$$D(z) = 4 \frac{f_{i+1}}{K f_{\min}} (3z - 4) + 3z f_{i+1} (-2) + 4 \frac{f_{i+1}^2}{K^2 f_{\min}^2} + 3,$$

и при значениях $z \geq 3$ положительная. Следовательно, перегрузка уменьшается с увеличением числа пар трения z .

График функции $K_T(z)$, построенный при $f_{i+1} = 0,8$, $f_{\min} = 0,1$ и $K = 1$, показан на рис. 3.

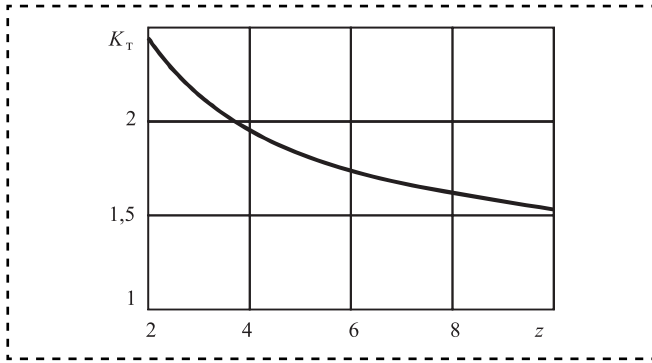


Рис. 3. Зависимость коэффициента точности АФМ от числа пар трения фрикционной группы

При стабилизации вращающего момента АФМ с помощью положительной обратной связи оптимальная закономерность изменения распорной силы имеет вид [15]:

$$F_{pi} = F_{п} \left(\frac{f_{\max}}{f_i} - 1 \right). \quad (16)$$

В соответствии с зависимостью (16), настройку АФМ в данном случае проводят по максимальному значению коэффициента трения f_{\max} .

Формула для определения величины вращающего момента АФМ:

$$T_i = zR_{cp}f_i(F_{п} + F_{pi}). \quad (17)$$

Все обозначения в формуле (17) соответствуют обозначениям в формуле (2).

Распорная сила УУ определяется в соответствии с формулой (3), после подстановки в которую правой части равенства (17) получаем:

$$F_{pi} = zC_i f_i (F_{п} + F_{pi}).$$

Учитывая в последнем равенстве формулу (16), находим:

$$C_i = \frac{1}{zf_{\max}} \left(\frac{f_{\max}}{f_i} - 1 \right). \quad (18)$$

Сопоставление правых частей формул (16) и (18) показывает, что, как и в АФМ с отрицательной обратной связью, в АФМ с положительной обратной связью распорные силы и КУ изменяются в зависимости от коэффициента трения по одинаковому закону.

Существенное отличие АФМ с положительной обратной связью — уменьшение КУ по мере увеличения коэффициента трения, как следует из формулы (18). В связи с этим

далее процесс изменения величины момента сил сопротивления T_c и связь его с внутренней перестройкой в АФМ рассмотрим согласно принципу "от обратного", т.е. при уменьшении коэффициента трения.

При увеличении коэффициента трения в АФМ с положительной обратной связью, равно как и в АФМ с отрицательной обратной связью, указанные муфты не вносят дополнительной перегрузки в привод машины, поскольку уменьшение прижимной силы или увеличение распорной силы при регулировании АФМ в этих случаях не требуется.

При уменьшении коэффициента трения от f_{\max} и отсутствии перегрузки в приводе вращающий момент АФМ с положительной обратной связью равен:

$$T_i = zF_{п}R_{cp}f_{i-1},$$

где f_{i-1} — новое установившееся значение коэффициента трения, $f_{i-1} < f_{\max}$.

Очевидно, что $T_{\max} > T_i$, поэтому часть неиспользованного вращающего момента АФМ, равная разности $T_{\max} - T_i$, расходуется на увеличение прижимной силы от нуля (при T_{\max}) до F_{pi} (при T_i).

Для различных значений коэффициента трения f_{i-1} указанный процесс изображен кривыми 1 на рис. 4. При этом происходит увеличение КУ от нуля до соответствующего значения C_1, C_2, \dots, C_n . В связи с этим при уменьшении коэффициента трения наступление внешней перегрузки не приводит к увеличению вращающего момента АФМ.

На это указывает относительное расположение кривых 1 и прямой 2, отражающей изменение величины момента сил сопротивления: ни одна из кривых 1 и прямая 2 не имеют

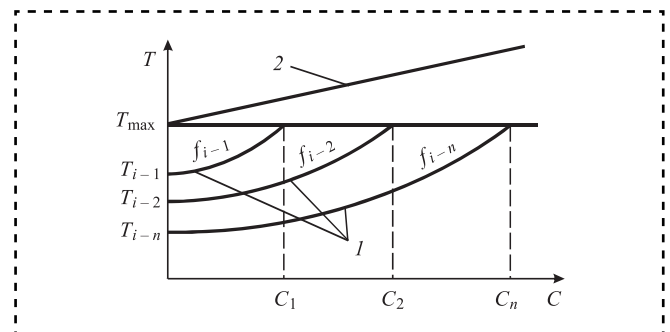


Рис. 4. Схема процесса автоматического регулирования в АФМ с положительной обратной связью



общих точек. При этом скорость изменения внешнего момента сил сопротивления T_c не влияет на вращающий момент АФМ, при котором происходит ее срабатывание.

Следовательно, АФМ с положительной обратной связью теоретически нечувствительна к изменениям коэффициента трения.

Невозможность достижения полной стабилизации предельного вращающего момента АФМ с отрицательной обратной связью и переменным КУ обусловлена необходимостью приложения к муфте определенной дополнительной внешней нагрузки для перемещения отжимных элементов УУ в целях обеспечения угла давления, соответствующего текущему значению коэффициента трения.

Указанный недостаток АФМ объясняется имеющимся потенциальным вращающим моментом муфты, который накапливается в тех случаях, когда при увеличении коэффициента трения отсутствует внешняя перегрузка, и увеличенная часть общего вращающего момента АФМ передается ведущими парами трения фрикционной группы.

Результаты исследования носят сугубо теоретический характер и предназначены для использования в качестве отправной точки при дальнейшем изучении уровня перегрузок в АФМ других типов, имеющих переменный КУ обратной связи.

Выводы

1. АФМ с отрицательной обратной связью и переменным КУ не обеспечивает полной стабилизации вращающего момента, что обусловлено необходимостью приложения дополнительных сил в процессе автоматического регулирования для увеличения распорной силы при изменении коэффициента трения.

2. На перегрузку, вносимую АФМ в кинематическую цепь привода машины, оказывают влияние скорость нарастания перегрузки и число пар трения фрикционного узла муфты. Перегрузка возрастает с увеличением скорости ее нарастания и при уменьшении числа пар трения фрикционного узла.

3. Вращающий момент, при котором происходит срабатывание АФМ с положительной обратной связью и переменным КУ, не зависит от скорости нарастания перегрузки и изменения коэффициента трения.

Библиографический список

1. Шишкарёв М.П., Угленко А.Ю. Выбор формы нагрузочной характеристики второго конструктивного варианта адаптивной фрикционной муфты с отдельным силовым замыканием // Матер. междунар. науч.-практ. конф. "Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения". Ростов н/Д. 2014. С. 226—230.
2. Шишкарёв М.П., Лушчик А.А., Угленко А.Ю. Точность срабатывания адаптивной фрикционной муфты второго поколения (модифицированной) // Матер. 6-й науч.-практ. конф. "Инновационные технологии в машиностроении и металлургии". Ростов н/Д. 2014. С. 118—131.
3. Шишкарёв М.П. Условие высокой точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 7. С. 46—48.
4. Шишкарёв М.П., Чан Ван Дык. Анализ точности срабатывания адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2016. № 5. С. 33—38.
5. Шишкарёв М.П., Лушчик А.А., Угленко А.Ю. Адаптивные фрикционные муфты второго поколения. Исследование, конструкции и расчет. Ростов н/Д.: Издательский центр ДГТУ, 2013. 236 с.
6. Шишкарёв М.П., Чан Ван Дык. Модернизация адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 10. С. 33—36.
7. Шишкарёв М.П., Лушчик А.А. Выбор формы нагрузочной характеристики первого конструктивного варианта адаптивной фрикционной муфты с отдельным силовым замыканием // Матер. междунар. науч.-практ. конф. "Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения". Ростов н/Д. 2014. С. 206—209.
8. Шишкарёв М.П. Исследование базового варианта адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Матер. 8-й междунар. науч.-практ. конф. "Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения". Ростов н/Д. 2015. С. 162—167.
9. Шишкарёв М.П., Чан Ван Дык. Оценка эксплуатационных характеристик вариантов адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 10. С. 23—25.
10. Шишкарёв М.П., Чан Ван Дык. Обоснование наибольшей точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015. № 11. С. 20—26.
11. Шишкарёв М.П. Компоновка базового варианта адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2010. № 7. С. 16—20.
12. Шишкарёв М.П., Чан Ван Дык. Исследование вариантов адаптивных фрикционных муфт второго поколения // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 9. С. 42—45.
13. Шишкарёв М.П. Исследование режима перегрузки АФМ второго поколения (базовый вариант) // Матер. 8-й междунар. науч.-практ. конф. "Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения". Ростов н/Д. 2015. С. 182—186.
14. Шишкарёв М.П. Исследование адаптивной фрикционной муфты второго поколения со всеми ведущими парами трения (вариант 1) // Матер. 9-й междунар. науч.-практ. конф. "Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения". Ростов н/Д. 2016. С. 184—186.
15. Шишкарёв М.П. Компонентные решения приводов машин с адаптивными фрикционными муфтами // Вестник машиностроения. 2003. № 7. С. 7—12.

Вибрация и крип при качении упругих тел (колесо—рельс)

Образование при качении упругих тел существенной (заметной) величины крипа (ползучести) между телами объясняется влиянием слабой вибрации на контактирующие поверхности двух тел. Благодаря вибрации и крипу качение тел плавно, без срыва в скольжение, изменяется в большом диапазоне режимов движения и осуществляется как самое экономное движение.

Взаимодействие колеса с рельсом исследовали на специальных стендах и при движении грузового поезда с локомотивом.

Крип можно использовать для значительного улучшения работы машин и механизмов, для создания перспективных технических решений. Например, в модернизированной колесной паре за счет крипа реализуется дифференциальное вращение ободов ее колес на кривых участках пути.

The appearance of significant, noticeable creep can be attributed to small vibrations occurring at the point of contact of two elastic bodies. Due to vibration and crisp rolling of bodies smoothly, without breaking into sliding, changes in a large range of modes of movement and is carried out as the most economical movement.

An interaction between a wheel and a rail was studied in various synthetic tests and at real motion of a freight train with a locomotive.

Creep can be taken advantage to make significantly better machines and mechanisms, or to approach technical challenges in a different way. For example in a modernized wheelset, differential of the rip of its wheels on the curved sections of the track is realized by the chip.

Ключевые слова: крип, вибрация, волнообразная деформация, тонкие поверхностные слои, дифференциальное вращение, ободы колес.

Keywords: creep, vibration, wavelike deformation, contacting surface layers, differential wheel, rim rotation.

Качение колеса по рельсу

При исследовании движения колеса по рельсу ранее не учитывали влияние слабой вибрации в их контакте на взаимодействие поверхностных слоев тел [1, 2].

При входе поверхностного слоя колеса в контакт с рельсом вращательные и поступательные движения его прямо противоположны. Если бы они уничтожались, то кинетические энергии движений поверхностного слоя колеса превращались бы в тепло. Потери кинетических энергий были бы соизмеримы с потерями при скольжении тел. Но уничтожение противоположных движений и их энергий не реализуется благодаря склонности (предрасположенности) упругих поверхностных слоев к колебаниям. Во избежание потерь в контакте тел самопроизвольно осуществляется вибрация из чередующихся с очень высокой частотой весьма малых противоположных движений. Из-за вибрации контактирующие поверхностные слои колеса и рель-

са состоят из большого числа противоположно деформированных участков. Участки смежные с растянутыми участками находятся в сжатом состоянии и наоборот. Сжатые и растянутые участки взаимно зависимы и волнообразно чередуются на площадке контакта тел [3].

Если условно представить поверхностные слои колеса и рельса в виде свободных пружин, то их волновую совместную деформацию можно изобразить на модели (рис. 1).

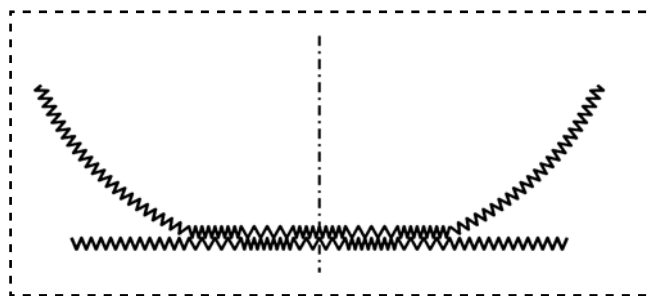


Рис. 1. Волновая деформация поверхностных слоев колеса и рельса

Кинетические энергии весьма малых противоположных движений трансформируются в потенциальную энергию волнообразно деформированных поверхностных слоев колеса и рельса и в таком виде "пропускаются" через движущуюся площадку контакта тел.

Благодаря самопроизвольной слабой вибрации качение колеса по рельсу совершается почти без потерь кинетических энергий в их контакте. В волновой совместной деформации увеличивается зависимость между поверхностными слоями двух тел, что повышает устойчивость их сцепления от срыва в скольжение.

Если бы качение колеса происходило теоретически свободно, без принуждения, то в контакте колеса с рельсом была бы идеальная волновая совместная деформация их поверхностных слоев и не было бы крипа.

Двигатель локомотива поезда вращает колесо, принуждая его к скольжению. Но реализуется качение потому, что для качения колеса нужна во много раз меньшая энергия. Из-за принуждения колеса к скольжению на участках поверхностного слоя локомотивного колеса добавляются принудительные деформации упругого сжатия, а на участках поверхностного слоя рельса упругого растяжения. Вследствие противоположности принудительных деформаций участки сдвигаются между собой.

Между участками слоев в контакте тел осуществляется множество противоположных движений колеса сдвигов. Это весьма малые упругие движения, которые изменяют, но не разрушают волновую совместную деформацию поверхностных слоев двух тел. Между сдвигаемыми участками возможны локальные скольжения.

За счет сдвигов поверхность локомотивного колеса перемещается через площадку контакта в большей мере, чем поверхность рельса, и вращательное движение колеса реализует меньшее чем теоретически возможное поступательное движение.

Из-за множества сдвигов крип имеет существенную, заметную величину.

Образование сдвигов между участками поверхностных слоев колеса и рельса при входе на площадку контакта и удаление их через площадку контакта в виде крипа позволяет плавно (без срыва в скольжение) реализовать разный режим качения колеса.

Вследствие вибрации и принуждения колес к скольжению вдоль площадки контакта ко-

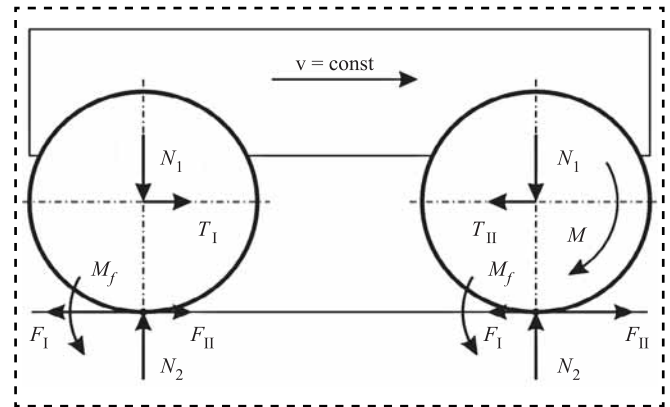


Рис. 2. Силы и моменты в контакте колес с рельсами при равномерном движении тележки:

F_I и F_{II} — чередующиеся продольные силы (вместе показаны условно); T — сила тяги; M — момент качения локомотивного колеса; M_f — момент сопротивления качению

лес с рельсами действуют, чередующиеся с высокой частотой, противоположные неравные продольные силы. Например, равномерное движение тележки с локомотивной колесной парой (рис. 2).

Дисбаланс противоположных чередующихся неравных продольных сил, реализуемых на площадке контакта тел, — это сила трения.

Из-за диссипации в контакте колеса с рельсом энергий образуется момент сопротивления качению. Характеристикой весьма малого момента сопротивления является коэффициент трения качения, который имеет размерность длины.

Чрезмерное принуждение колеса к скольжению рывком разрушает волновую совместную деформацию поверхностных слоев колеса и рельса в их контакте. При качении со скольжением тяга локомотивного колеса резко уменьшается.

На сцепление и трение тел влияет множество других процессов в их контакте, изложенных в трудах по трибологии [4, 5].

Взаимодействие колес грузового поезда с рельсами

При равномерном движении грузового поезда из 72 вагонов с одним локомотивом проводили измерения частоты колебаний и продольных сил вдоль площадки контакта колеса с рельсом.

Для этого испытания создана специальная измерительная схема. Тензометрические

датчики ставили на нейтральной оси шейки рельса в продольном направлении [6].

При скорости 60 км/ч в контакте колесо—рельс зарегистрирована вибрация с частотой около 12 000 Гц и последовательно чередующиеся с этой частотой противоположные продольные силы. На площадку контакта длиной 12,5 мм приходится 9 колебаний.

Вдоль площадки контакта поверхностные слои колеса и рельса из-за вибрации имеют по 18 участков с противоположными деформациями. На площадке контакта 36 участков длиной 0,7 мм, между которыми осуществляется множество сдвигов. В движущейся площадке контакта участок находился 0,00075 с.

Результаты измерения чередующихся противоположных продольных сил в контакте колесо—рельс за время одного колебания представлены на рис. 3.

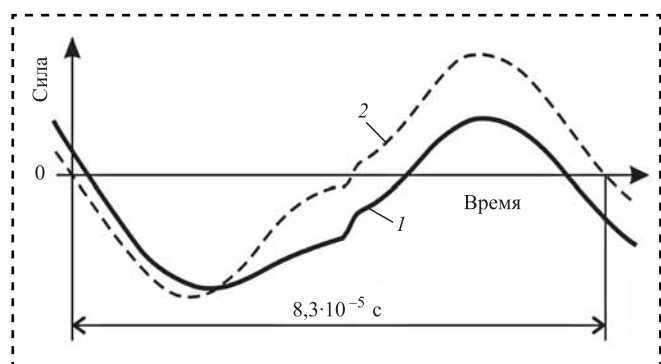


Рис. 3. График чередующихся продольных сил при равномерном движении колеса локомотива (1) и последнего колеса поезда (2)

При качении колеса локомотива наблюдается дисбаланс противоположных продольных сил. Это указывает на наличие силы трения в контакте колеса локомотива с рельсом. Для колеса промежуточного грузового вагона сила трения противоположна по отношению к силе трения в контакте колеса локомотива с рельсом. Для последнего колеса последнего грузового вагона поезда соблюдается баланс противоположных продольных сил, силы трения нет.

В результате испытаний выяснено: при равномерном движении обязательно имеются силы трения в контактах локомотивных колес с рельсами и противоположно направленные силы трения в контактах колес грузовых вагонов.

Поэтому поезд, как единое целое, не оказывает при равномерном движении продольного силового действия на рельсы, что и предполагалось.

Колесная пара с возможностью дифференциального вращения ободов колес

Традиционная колесная пара расходует значительную энергию из-за скольжения колес по рельсам на криволинейных участках пути. Чтобы обода колес колесной пары приобрели возможность движения с разными скоростями на криволинейных участках пути, они одеты на корпуса колес свободно, с зазором (рис. 4).

Модернизированная колесная пара состоит из оси 1 и двух колес 2. Каждое колесо имеет корпус 3, жестко насаженный на ось, и обод 4, одетый на корпус свободно, с зазором. Обод 4 имеет поверхность качения 5 по рельсу и внутреннюю поверхность 6, по которой корпус колеса 3 катится как по круговому рельсу.

Многолетние натурные испытания показали, что модернизированная локомотивная колесная пара обеспечивает полноценную тягу и чутко реагирует дифференциальным вращением ободов на криволинейность участков пути.

Во время испытаний категорически запрещался ремонт поверхности качения и гребня обода колеса. Обода постепенно изнашивались, уменьшались в диаметре, но размеры гребня на обода были такими же, как и в начале испытаний.

На криволинейных участках пути метро радиусом 200 м дифференциальное вращение ободов колес составило около 0,3 % [7].

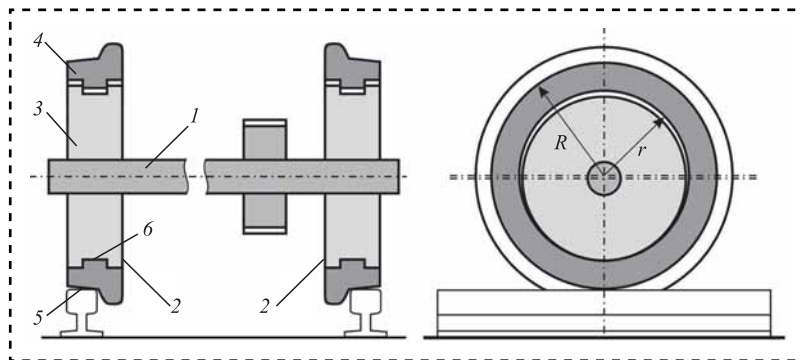


Рис. 4. Модернизированная колесная пара

Даже на трамвайных путях радиусом 20 м вращение ободов колес было плавным, без рывков. Характерный скрежет, который появляется при скольжении, отсутствовал.

Эти результаты и почти отсутствие потерь локомотивной тяги показывают, что между ободами и корпусами колес и ободами и рельсами скольжения нет. Следовательно, на криволинейных участках пути через контакт упругих тел осуществляется крип.

За счет крипов между ободами и корпусами двух колес реализуются очень маленькие противоположные вращения ободов на корпусах колес.

Сопrotивление движению колес колесной пары по рельсам на криволинейных участках пути уменьшается, и это позволяет реализоваться крипам между ободами двух колес и рельсами. За счет крипов на внутренних и внешних поверхностях двух ободов колесная пара избавляется от скольжения на криволинейных участках рельсового пути.

На крипы между ободами и корпусами колес и ободами и рельсами расходуется энергия, но во много раз меньшая, чем при скольжении колес традиционной колесной пары.

Модельные испытания на стенде Манчестерского университета (Англия) показали (рис. 5), что интенсивность износа гребня обода колеса модернизированной колесной пары по сравнению с традиционной парой при движении по криволинейным участкам пути уменьшается в 2,8 раза [8].

Данные испытаний дают основание полагать, что срок эксплуатации обода колеса мо-

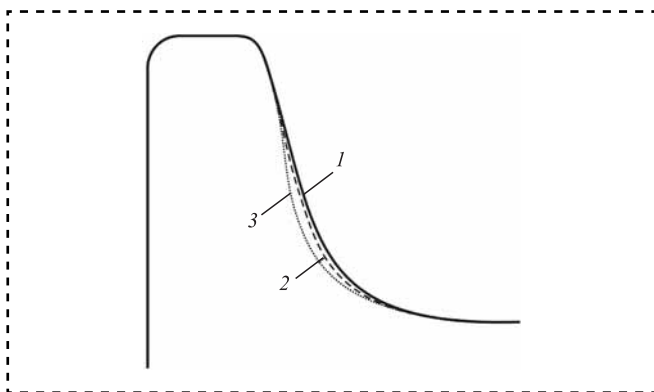


Рис. 5. Износ гребня обода колеса традиционной и модернизированной колесных пар:

1 — исходное очертание гребня; 2 — очертание при износе модернизированного колеса; 3 — очертание при износе традиционного колеса

дернизированной колесной пары может быть увеличен в 4—5 раз, если учитывать внешний износ обода вместе с внутренним износом между ободом и корпусом колеса.

За 1000 км пути зазор между ободом и корпусом колеса вагона метро увеличивается на 0,004 мм, а трамвая на 0,04 мм. Этот износ может показаться незначительным, но рост зазора препятствует долгосрочной эксплуатации колесной пары.

Для движения модернизированной колесной пары подобно традиционной на прямолинейных участках пути разработана оригинальная конструкция колес (рис. 6) [9].

Корпус 1 колеса жестко закреплен на оси колесной пары 2. На корпусе с возможностью осевого перемещения одето кольцо 3. Обод 4 с конической внутренней поверхностью 5 сопряжен с ответной конической поверхностью 6 на кольце. Соединение кольца с корпусом осуществляется посредством пальцев 7. Перемещение кольца 3 вдоль оси колеса осуществляется пружинами 8.

Чтобы колесо катилось как единое целое по прямолинейным участкам пути, предварительная сила сжатия пружин должна быть больше разъединяющей силы, возникающей на сопряженных конусных поверхностях кольца и обода из-за веса транспортного средства.

На криволинейных участках рельсового пути из-за сопротивления движению колес

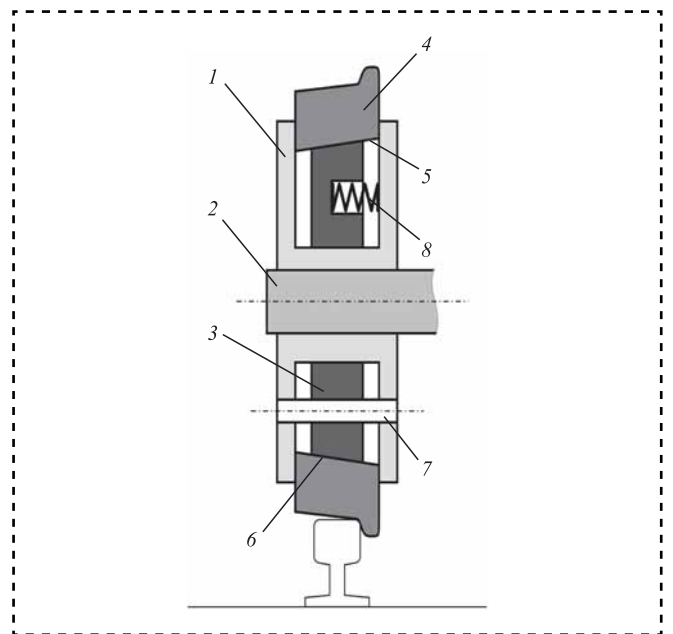


Рис. 6. Железнодорожное колесо А.М. Фридберга



колесных пар возникают очень мощные силы, которые расцепляют обода и кольца колес. Обода приобретают возможность дифференциального вращения.

Вращение ободов за счет крипа осуществляется при движении только по криволинейным участкам пути, что и требуется для экономного движения колесной пары. Снижается расход энергии и исчезает необходимость в частой обточке поверхностей качения колес.

Можно, установив датчики вращения на оси и на обода колес, автоматически управлять режимом движения поезда, ограничивая контактное взаимодействие колес с рельсом в пределах диапазона крипа, и этим предохранить его от скольжения по рельсу.

Заключение

Из-за слабой самопроизвольной вибрации, реализуемой при качении между упругими телами, контактирующие поверхностные слои тел состоят из большого числа противоположно деформированных волнообразно чередующихся участков. Это влияет на сцепление и крип в контакте тел.

В контакте упругих тел образуется волновое взаимодействие поверхностных слоев, что значительно повышает устойчивость сцепления тел от срыва в скольжение.

Крип возникает из-за принуждения катящегося тела в технике к скольжению и осуществляется вследствие вибрации и непрерывного обновления в контакте участков поверхностных слоев, в виде принудительных сдвигов между участками.

Из-за большого числа участков слоев реализуется множество принудительных сдвигов, и крип при качении упругих тел имеет существенную величину, которая изменяется в зависимости от разных условий качения тел, что позволяет плавно, без срыва в скольжение, изменяться качению тел.

Срыв волнового взаимодействия поверхностных слоев упругих тел ведет к реализации

качения со скольжением или только к скольжению в контакте тел.

Благодаря самопроизвольной слабой вибрации между упругими телами качение тел осуществляется как самое экономное движение.

На использовании самопроизвольной или принудительной слабой вибрации в контакте тел в значительной мере основана эффективность вибрационной механики.

Крип, как весьма малое движение, можно использовать для значительного улучшения работы машин и механизмов и создания перспективных технических решений.

Для реализации крипа необходимо, чтобы контактное взаимодействие некоторых частей техники было в большей степени свободно и естественно.

Крип обладает уникальным свойством: он автоматически реагирует на отклонения в движениях техники и минимизирует их.

Библиографический список

1. **Carter F.W.** On the action of locomotive driving wheel // Proc. Roy. Soc. Ser. A. 1926. Vol. 112. P. 151–157
2. **Kalker J.J.** Three-Dimensional Elastic bodies in rolling contact // Kluwer academic Publishers. 1990. P. 314.
3. **Фридберг А.М.** Волновые и дискретные свойства трения при качении упругих тел (колесо—рельс) // Научные труды ИМАШ РАН. М., 2012.
4. **Лужнов Ю.М.** Сцепление колес с рельсами. Природа и закономерности. М.: ВНИИЖТ, 2003. 144 с.
5. **Трение, износ, смазка** /под ред. А.В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003. 576 с.
6. **Левинзон М.А.** Отчет о проведенных испытаниях с целью определения продольных сил, передаваемых от колеса на рельс в различных режимах движения // ВНИИЖТ. 2001.
7. **Испытания** вагона метро с колесными парами дифференциального вращения колес // Отчет ВНИИЖТ. 1998.
8. **Simon Iwnicki.** Testing and analysis of a friction controlled wheelset // Manchester Metropolitan University 2000. P. 16.
9. **Пат. 2344941 РФ**, МПК В60 В17/00, В61F13/00. Железнодорожное колесо Фридберга А.М. / Фридберг А.М.; заявл. 24.05.2006.; опубл. 27.01.2009. Бюл. № 3. 7 с.



УДК 621.501

Б.М. Эрлих, канд. техн. наук (ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН)
E-mail: uliaerlich@mail.ru

Методика изменения состояния автоколебаний в системе с характеристикой Ван дер Поля с учетом нелинейностей сложного типа

Рассмотрена методика существенного изменения состояния (гашение или возбуждение) автоколебаний машин и механизмов с использованием силового воздействия. Методика учитывает в двух вариантах один из видов характеристик автоколебательного типа — характеристику типа Ван дер Поля, отдельно и совместно с наличием различных типов нелинейностей сложного типа — упругих, диссипативных либо одновременно упругих и диссипативных.

Структура и параметры силового воздействия определены на основе методов теории гармонической линеаризации и оптимального управления. Варианты расчетов подтверждают эффективность предлагаемой методики.

The method of significant state change (quenching or excitation) of self-oscillations of machines and mechanisms using power impact is considered. The methodology takes into account in two versions one of the types of characteristics of a self-oscillating type, a characteristic of the Van der Pol type separately and together with the presence of various types of nonlinearities of a complex type — elastic, dissipative, or both elastic and dissipative.

The structure and parameters of the force action are determined on the basis of the methods of the theory of optimal control. All the calculations confirm the effectiveness of the proposed method.

Ключевые слова: гашение или возбуждение колебаний, характеристика типа Ван дер Поля, амплитуда, силовое воздействие, нелинейности сложного типа, эффективность методики, теория оптимального управления.

Keywords: quenching or excitation of oscillations, characteristic of the Van der Pol type, amplitude, power impact, nonlinearities of a complex type, method efficiency, optimal control theory.

На основе работ [1–4] расширены возможности методики синтеза систем гашения и возбуждения автоколебаний машин и механизмов при включении в нее дополнительной нелинейности типа Ван дер Поля.

Уравнение динамики для таких систем имеет общий вид:

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x + f(x, \dot{x}) = u(x, \dot{x}), \quad (1)$$

где $\omega_0^2 x$ — линейная составляющая упругой силы;

$f(x, \dot{x})$ — функция линейной и нелинейной составляющих упругой и диссипативной сил;

$u(x, \dot{x})$ — закон силового воздействия с частотой ω .

Разобьем $f(x, \dot{x})$ на три функции: отдельно упругую нелинейную часть $f_1(x)$, отдельно

диссипативную линейную и нелинейную части $f_2(\dot{x})$ и нелинейную характеристику типа Ван дер Поля f_{vp} :

$$f(x, \dot{x}) = f_1(x) + f_2(\dot{x}) - f_{vp}. \quad (2)$$

Эти функции аппроксимируем следующим образом:

$$\begin{aligned} f_1(x) &= -n_1 \operatorname{sign}(x) + n_2 x \operatorname{abs}(x) + n_3 x^3; \\ f_2(\dot{x}) &= 2\mu\dot{x} - k_1 \operatorname{sign}(\dot{x}) + k_2 \dot{x} \operatorname{abs}(\dot{x}) + k_3 \dot{x}^3; \\ f_{vp} &= \varepsilon \left(1 - \left(\frac{x}{a} \right)^p \right) \dot{x}, \end{aligned} \quad (3)$$

где n_1, n_2, n_3 — коэффициенты аппроксимации упругой нелинейности;

k_1, k_2, k_3 — коэффициенты аппроксимации диссипативной нелинейности;

μ — коэффициент линейной диссипативной части;

ε, a — постоянные параметры нелинейной характеристики типа Ван дер Поля и ее степенной показатель p в двух вариантах, p равно 2 или 4.

В случае $n_1 = 0, n_2 = 0, n_3 = 0, k_1 = 0, k_2 = 0, k_3 = 0, \mu = 0$ система (1)–(3) превращается в чистое дифференциальное уравнение с характеристикой Ван дер Поля при условии

$$f(x, \dot{x}) = -f_{vp}. \quad (4)$$

Функции $f_1(x), f_2(\dot{x})$ аппроксимируют довольно широкий спектр вариантов функции $f(x, \dot{x})$, что позволяет в реальных задачах определять параметры аппроксимации $n_1, n_2, n_3, \mu, k_1, k_2, k_3$.

Структура закона силового воздействия определена с помощью методов гармонической линеаризации и оптимального управления:

$$u(x, \dot{x}) = \left[(\omega_0^2 - \omega^2 + f_{1g}(A))x + (f_{2g}(A) - f_{vpg}(A))\dot{x}/\omega \right], \quad (5)$$

где $f_{1g}(A), f_{2g}(A), f_{vpg}$ — коэффициенты гармонической линеаризации нелинейностей $f_1(x), f_2(\dot{x}), f_{vp}$,

$$f_{1g}(A) = -\frac{4n_1}{\pi A} + \frac{8n_2}{3\pi}A + \frac{3n_3}{4}A^2;$$

$$f_{2g}(A) = 2\mu\omega - \frac{4k_1}{\pi A} + \frac{8k_2}{3\pi}\omega^2 A + \frac{3k_3}{4}\omega^3 A^2;$$

$$f_{vpg} = \varepsilon\omega \left(1 - \left(\frac{A}{2a} \right)^p \right);$$

A — дополнительный требующий определения параметр размерности амплитуды;

ω — частота силового воздействия (в общем случае $\omega \neq \omega_0$).

Для определения параметра A^* , с которого необходимо начинать поиск оптимального решения задачи гашения и возбуждения колебаний, решим задачу определения минимума:

$$A^* = \min_A \left((f_{1g}(A))^2 + (f_{2g}(A) - f_{vpg}(A))^2 \right); \quad (6)$$

$$\omega_0 = \omega.$$

Выбор дополнительного значения параметра $A > A^*$ обеспечивает увеличение максимальной фактической амплитуды колебаний

(т.е. возбуждение), выбор дополнительного значения параметра $A < A^*$ — уменьшение максимальной фактической амплитуды колебаний (т.е. гашение).

Поиск оптимального решения задачи гашения и возбуждения колебаний сводится к решению дифференциального уравнения системы (1)–(6).

В качестве критериев оптимальности используем два: максимальную фактическую амплитуду колебаний и интегральную интенсивность силового воздействия. Интегральная интенсивность воздействия за время T :

$$Iu = \int_0^T (u(x, \dot{x}))^2 dt.$$

Для проверки работоспособности предлагаемой методики изменения состояния (гашение или возбуждение) автоколебаний машин и механизмов представлены варианты расчетов с использованием силового воздействия с учетом одного из видов характеристик автоколебательного типа — характеристики Ван дер Поля отдельно и совместно с наличием только диссипативной нелинейности сложного типа.

На рис. 1 показан выбор дополнительного параметра A^* , с которого начинается поиск оптимальных вариантов гашения и возбуждения автоколебаний.

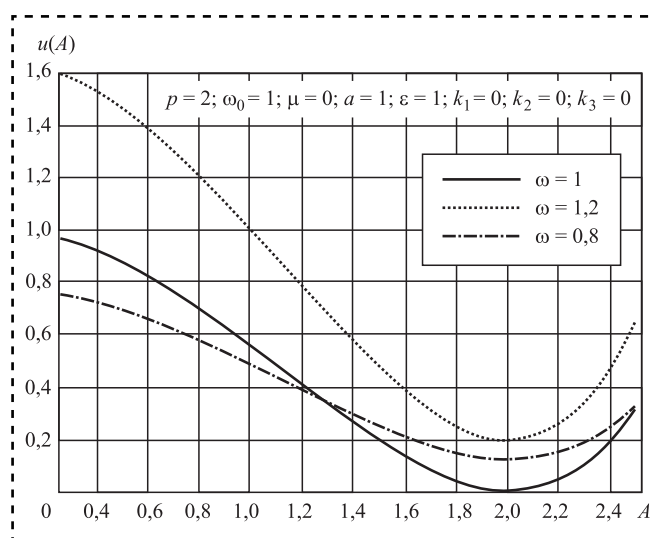


Рис. 1. Поиск минимума условия (6) при определении дополнительного параметра A^* с учетом только характеристики Ван дер Поля

В точках минимума $A^* = 2,0$ для различных значений ω отсутствует силовое воздействие.

На рис. 2, 3 представлены зависимости от времени амплитуды колебаний $x(t)$, закона силового воздействия $u(t)$ и интегральной интенсивности воздействия $Iu(t)$. На этих рисунках сплошные кривые соответствуют случаю минимума условия (6) $A^* = 2,0$, штриховые и пунктирные кривые — $A = 1,0; 0,5$, близким к оптимальным значениям.

Уменьшение амплитуды колебаний в 2 раза требует интегральной интенсивности силового воздействия $Iu = 23$, как в варианте рис. 2, а в более сложном варианте, представленном на рис. 3, $Iu = 3148$, т.е. значительно больше.

На рис. 4 ($p = 2$) и рис. 5 ($p = 4$) приведены итоговые зависимости фактических значений максимальной фактической амплитуды коле-

баний A_f и интегральной интенсивности Iu в широком диапазоне изменения параметра A .

Во всем рассматриваемом диапазоне максимальная фактическая амплитуда практически совпадает с дополнительным параметром A . В диапазоне $A = 0,3...2,0$ идет гашение колебаний, а при $A > 2,0$ происходит возбуждение колебаний со значительным ростом интегральной интенсивности.

В результате силового воздействия при наличии менее известного варианта характеристики типа Ван дер Поля ($p = 4$) минимальная фактическая амплитуда не совпадает с дополнительным параметром A .

В диапазоне $A_f = 0,3...1,7$ идет гашение колебаний, а при $A > 1,7$ происходит возбуждение колебаний со значительным ростом интегральной интенсивности.

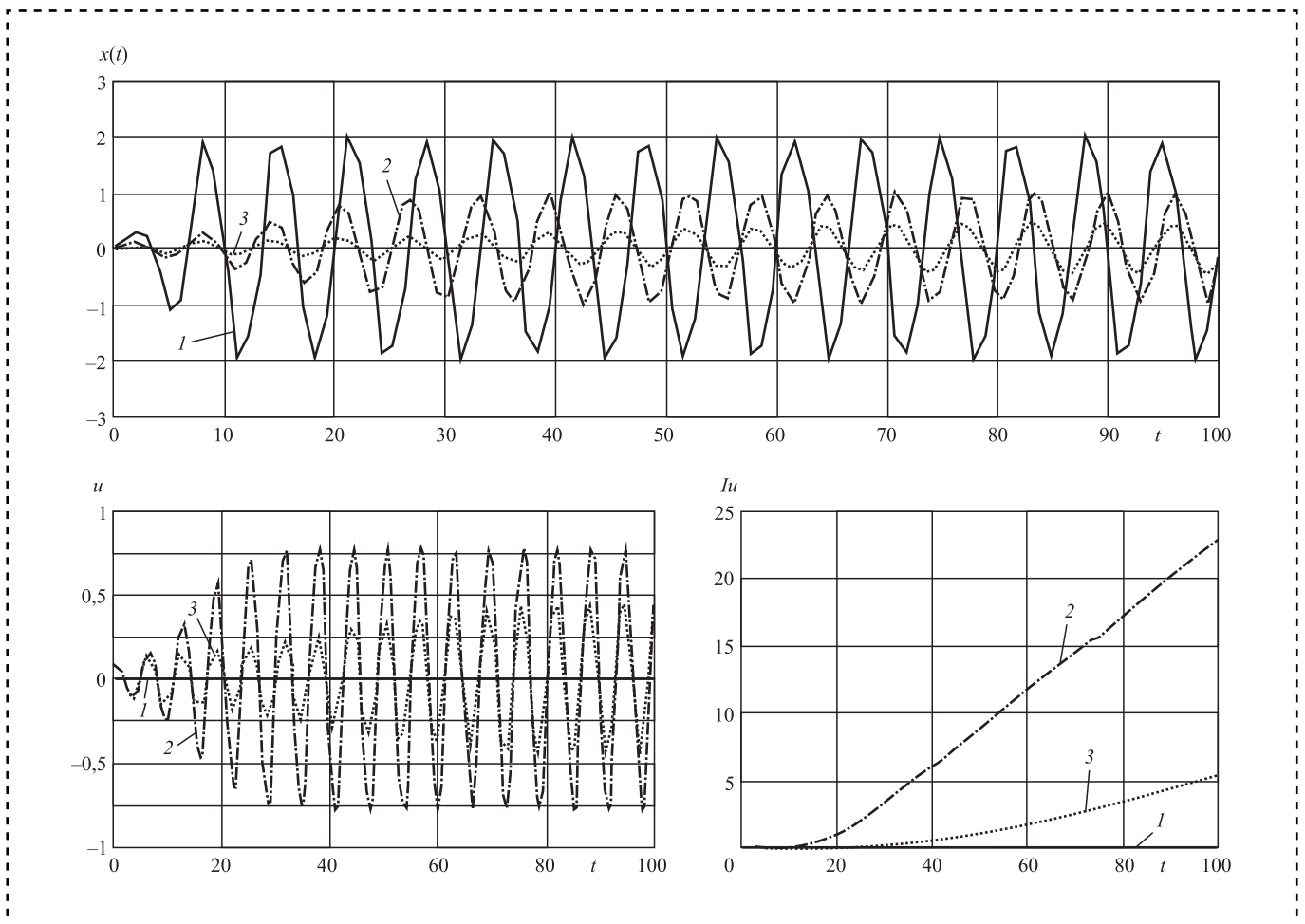


Рис. 2. Результаты численного решения уравнения (1) при наличии только нелинейности типа Ван дер Поля с параметрами $p = 2; a = 1; \omega_0 = 1; \varepsilon = 1,0; \omega = 1; \mu = 0; k_1 = k_2 = k_3 = 0$ в задаче гашения колебаний: 1 — $A = 2; Iu = 0$; 2 — $A = 1; Iu = 22,8399$; 3 — $A = 0,5; Iu = 5,345$

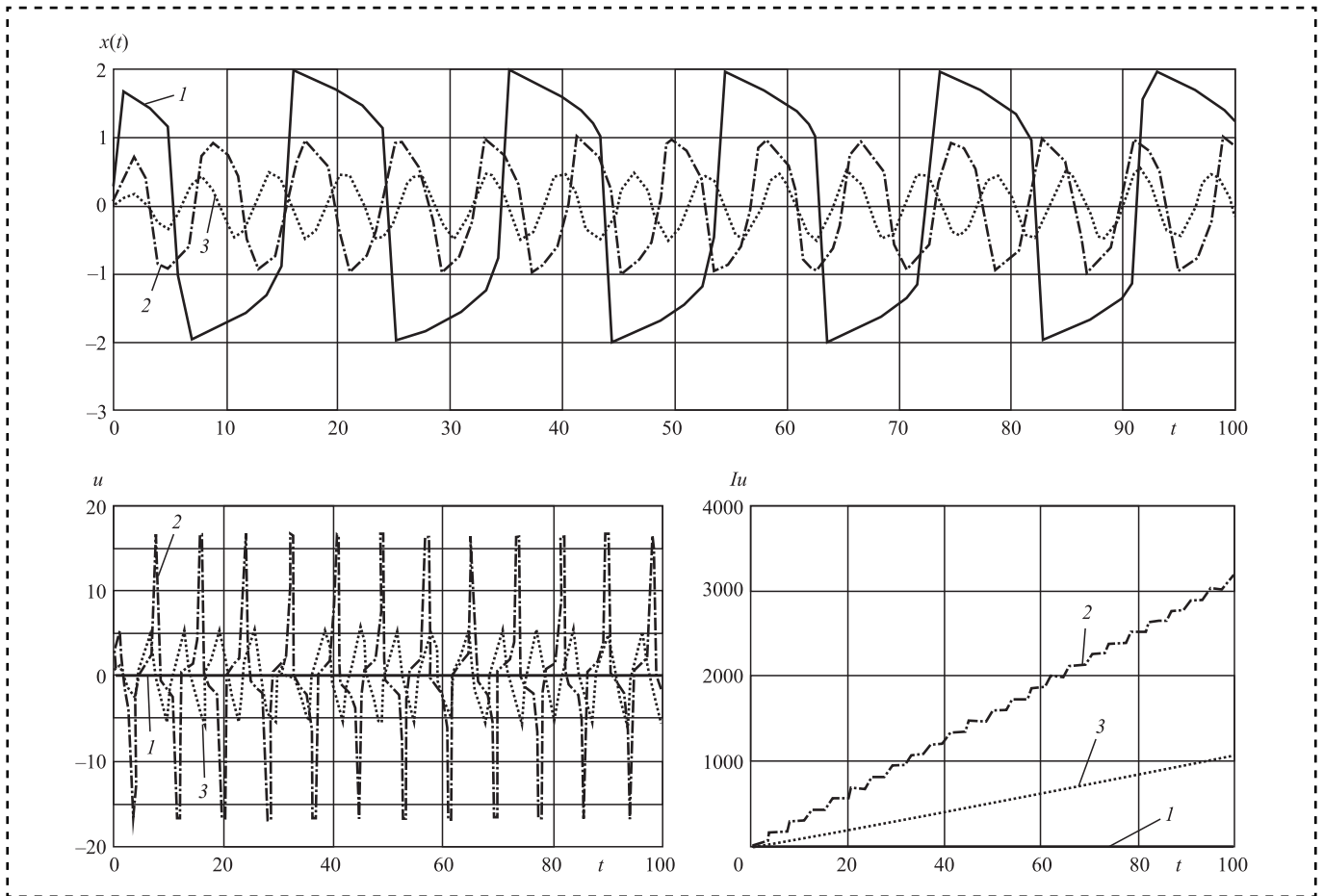


Рис. 3. Результаты численного решения уравнения (1) при наличии только нелинейности типа Ван дер Поля с параметрами $p = 2$; $a = 1$; $\omega_0 = 1$; $\varepsilon = 10,0$; $\omega = 1$; $\mu = 0$; $k_1 = k_2 = k_3 = 0$ в задаче гашения колебаний:

1 — $A = 2$; $Iu = 0$; 2 — $A = 1$; $Iu = 3148,5148$; 3 — $A = 0,5$; $Iu = 1057,2741$

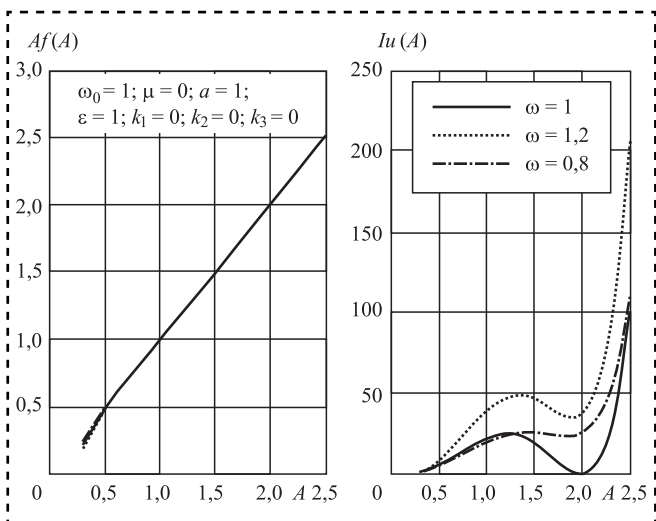


Рис. 4. Влияние силового воздействия с различными частотами ω при наличии только характеристики типа Ван дер Поля ($p = 2$) в диапазоне изменения параметра $A = 0,3...2,5$:

$a - Af(A)$; $b - Iu(A)$

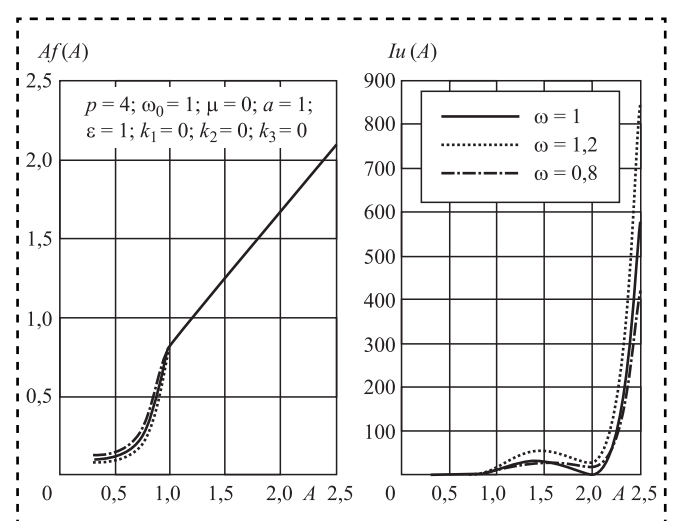


Рис. 5. Влияние силового воздействия с различными частотами ω при наличии только характеристики типа Ван дер Поля ($p = 4$) в диапазоне изменения параметра $A = 0,3...1,7$:

$a - Af(A)$; $b - Iu(A)$

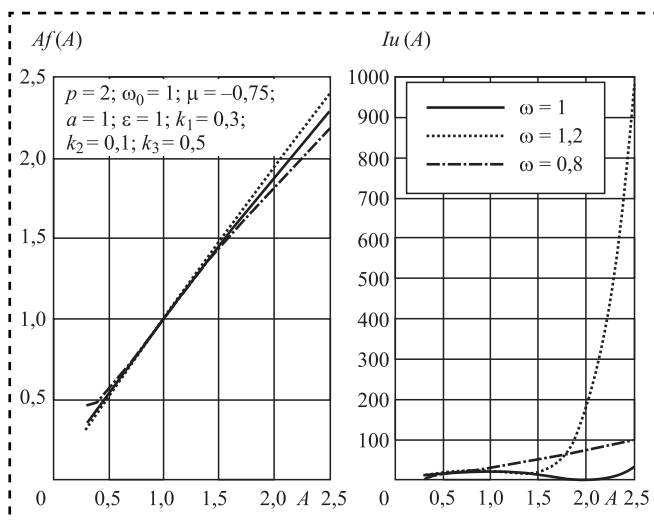


Рис. 6. Итоговые зависимости фактических значений Af и интегральной интенсивности Iu при силовом воздействии с различными частотами ω

На рис. 6 представлены итоговые зависимости фактических значений максимальной амплитуды колебаний Af и интегральной интенсивности Iu в широком диапазоне изменения параметра A при наличии в системе автоколебаний одновременно характеристик типа Ван дер Поля ($p = 2$) и диссипативных нелинейностей сложного типа. Результаты получены при условиях: $p = 2$; $\omega_0 = 1$; $a = 1$; $\varepsilon = 1$; $k_1 = 0,3$; $k_2 = 0,1$; $k_3 = 0,5$; $\mu = -0,75$. В выбранном примере течение кривых амплитуды колебаний Af и интегральной интенсивности Iu при наличии нелинейностей сложного типа близко по сравнению с рис. 4, 5.

Выводы

Методика изменения состояния автоколебаний (гашение или возбуждение) машин и механизмов с использованием силового воздействия расширена с учетом возможности использования двух вариантов одного из видов автоколебаний — характеристики типа Ван дер Поля отдельно и совместно с наличием различных типов нелинейностей сложного типа.

При выборе параметров силового воздействия учтены два фактора: изменение максимальной фактической амплитуды колебаний и интегральной интенсивности воздействия.

Приведенные результаты расчетов подтверждают работоспособность предлагаемой методики.

Библиографический список

1. Эрлих Б.М. Активное гашение фрикционных автоколебаний в системе с характеристикой Ван дер Поля // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015. № 12. С. 6—9.
2. Израилович М.Я., Эрлих Б.М. Активное гашение периодических колебаний в системах с нелинейным демпфированием. М.: Спутник, 2015. С. 38.
3. Эрлих Б.М. Методика активного гашения и возбуждения колебаний в машинах и механизмах // Международная конференция "Машины, технологии и материалы для современного машиностроения". М.: ИМАШ РАН, 2018.
4. Эрлих Б.М. Методология демпфирования и возбуждения колебаний машин и механизмов с упругими и диссипативными типами нелинейностей произвольной структуры // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2019. Т. 20. № 7. С. 325—329.

УДК 621.65.03

Г.Ю. Волков, д-р техн. наук, В.В. Смирнов, Д.В. Фадюшин
(Курганский государственный университет)
E-mail: vlkv48@mail.ru

Пути снижения остаточных объемов в планетарных роторных гидромашинах с плавающими сателлитами*

Проанализированы возможности минимизации остаточных объемов рабочих камер планетарных роторных гидромашин с плавающими сателлитами, используемых в качестве вакуумных насосов, компрессоров и пневмодвигателей. Установлено, что при разности чисел волн некруглых центральных колес статора и ротора $N - M = 2$ коэффициент изменения объема не может превышать $\varepsilon = 2,5...3$. При $N - M = 1$ этот коэффициент достигает $\varepsilon = 4$. Максимальных значений коэффициента ($\varepsilon = 10$ и более) удается достичь в гидромашинах с "выстоями" при $M = N$, когда радиусы центроид ротора и статора на определенных участках не изменяются по гармоническому закону, а становятся константами.

The possibilities of minimizing the residual volumes of their working chambers of planetary rotary hydraulic machines with floating satellites as vacuum pumps, compressors and pneumatic motors are analyzed. It is found that for the difference in the wave numbers of the non-circular central wheels of the stator and rotor $N - M = 2$, the volume change coefficient cannot exceed $\varepsilon = 2.5...3$. When $N - M = 1$ this ratio is as high as $\varepsilon = 4$. The maximum values of the coefficient ($\varepsilon = 10$ and more) can be achieved in hydraulic machines with "standstills" at $M = N$, when the radii of the rotor and stator centroid in certain areas do not change according to the harmonic law, but become constants.

Ключевые слова: планетарные роторные гидромашины, некруглые зубчатые колеса, рабочие камеры, остаточные объемы, сравнительная оценка.

Keywords: planetary rotor hydraulic machine, non-circular gears, working chambers, residual volumes, comparative evaluation.

Планетарные роторные гидромашины (ПРГМ) с плавающими сателлитами — один из перспективных типов объемных гидромашин. Принципиальные схемы таких насосов и двигателей известны достаточно давно [1], однако их промышленное использование и соответствующее ему более глубокое изучение стали актуальны лишь с появлением современных технологий изготовления некруглых зубчатых колес (рис. 1).

В таких гидромашинах рабочая среда заключена в полостях, расположенных между ротором 1 (солнечной шестерней), имеющим внешние зубья, статором 2 (эпициклом), име-

ющим внутренние зубья, и сателлитами 3. При вращении ротора объем рабочих полостей периодически изменяется, рабочая среда либо всасывается, либо вытесняется через соответствующие каналы. Основное различие этих схем состоит в соотношении $M \times N$ числа волн M солнечной шестерни 1 с внешними зубьями и числа волн N эпицикла 2 с внутренними зубьями. Радиусы центроид волнообразных колес 1 и 2 изменяются по закону, близкому к гармоническому. От чисел волн M и N зависит число V сателлитов 3: $V = N + M$.

Число волн центральных звеньев 1 и 2 ПРГМ определяет возможность и целесообразность использования конкретных схем в тех или иных машинах. Важное требование, предъявляемое к схемам ПРГМ, в особенности, работающим при больших давлениях среды, —

* Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и правительства Курганской области в рамках научного проекта № 19-48-450001.

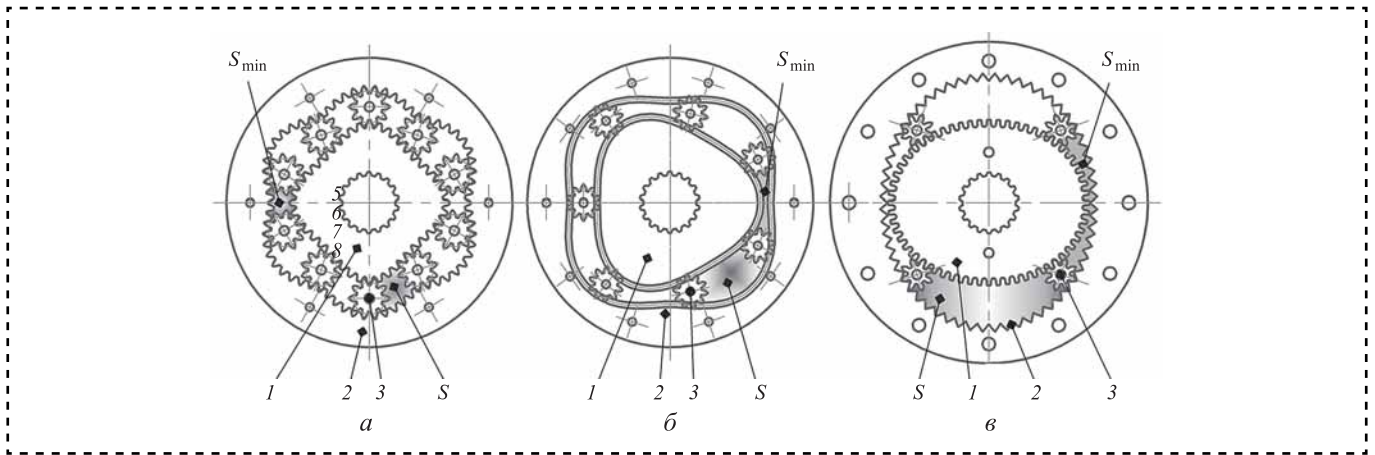


Рис. 1. Виды схем ПРГМ:
 а — 4×6; б — 3×4; в — 2×2

симметрия приложения сил. Признаком его выполнения — кратность (наличие общего делителя) чисел волн M и N . Среди схем, показанных на рис. 1, этому требованию удовлетворяют только 4×6; 2×2.

Если гидромашина предназначена для работы с газами, т.е. для использования в качестве компрессора, вакуумного насоса или пневмодвигателя, большое значение имеет минимизация остаточных объемов рабочих камер. В качестве критерия оценки схем по этому признаку используем отношение максимального объема к минимальному (степень сжатия) $\varepsilon = W_{\max}/W_{\min}$. Значения коэффициента ε у схем, изображенных на рис. 1: а — 4×6 — $\varepsilon = 2,7$; б — 3×4 — $\varepsilon = 3,8$; в — 2×2 — $\varepsilon = 3,1$. Для гидромашин, работающих с газовой рабочей средой, такие значения ε недостаточны.

Проанализируем возможные пути снижения остаточных объемов W_{\min} и, соответственно, повышения коэффициента ε . Величина W_{\min} минимального остаточного объема складывается из объема W_f во впадинах зубьев и объема W_a , заключенного между вершинами зубьев колес, образующих замкнутый контур.

Площадь сечения S_f первой составляющей остаточного объема зависит от числа зубьев Z_2 центрального колеса 2 и модуля m . Для одной рабочей камеры:

$$S_f = \frac{2\pi Z_2 m^2}{V}. \quad (1)$$

Эту часть остаточного объема можно несколько уменьшить за счет снижения модуля с одновременным увеличением общего числа

зубьев всех звеньев планетарного механизма. Однако в ПРГМ с "гармоническими волнами" эффект будет незначительным. Кроме того, такая мера будет приводить к увеличению изгибной нагрузки на зуб и снижению его прочности, поэтому перспективы ее использования ограничены. На практике, с учетом всех обстоятельств, касающихся геометрии, прочности зубьев и других ограничений, число зубьев сателлита принимают около десяти ($Z_3 = 10 \pm 2$).

Вторая составляющая W_a наименьшего объема камеры — оставшееся пространство между вершинами зубьев, зависит от многих параметров схемы механизма. Необходимое условие для снижения параметра W_a состоит в том, чтобы поверхности вершин зубьев центральных колес в определенной фазе движения максимально приблизились друг к другу. Ограничивает возможность такого сближения, то обстоятельство, что если волны будут слишком крутыми, сателлиты могут быть выдавлены рабочей средой из зацеплений. Получены расчетные зависимости, которые для схем с гармоническим характером волн позволяют оценить возможность упомянутого сближения количественно [2, 3]:

$$k \leq \frac{2(Z_3 + 2X_3 - 2,5)}{Z_1 + Z_2}; \quad (2)$$

$$k = \frac{a\lambda_{\max}}{M + N}, \quad (3)$$

где k — геометрический параметр (коэффициент), характеризующий "крутизну" волн;



X_3 — коэффициент смещения инструмента у спутника;

a — эмпирический коэффициент, $a = 0,018$ 1/градус;

λ_{\max} — угол удержания (невыпадения) спутника, °.

Исключив из формул (2) и (3) параметр k , получим значение угла $\{\lambda_{\max}\}$, которое обеспечило бы требуемое сближение поверхностей вершин центральных колес:

$$\{\lambda_{\max}\} = \frac{110(Z_3 + 2X_3 - 2,5)(M + N)}{Z_1 + Z_2} \quad (4)$$

Максимально допустимым можно считать угол $[\lambda_{\max}] = 40...50^\circ$. Для примера рассмотрим схему гидромашины, изображенную на рис. 1, а. По формуле (4) ее предельный угол:

$$\begin{aligned} \{\lambda_{\max}\} &= \\ &= 110(10 + 2 \cdot 0,4 - 2,5)(4 + 6)/(44 + 66) = 83^\circ, \end{aligned}$$

что значительно превышает допустимое значение $[\lambda_{\max}]$, поэтому сближение поверхностей вершин центральных колес 1 и 2 невозможно.

Спутник с числом эвольвентных зубьев $Z_3 = 10 \pm 2$ неизбежно должен иметь положительный коэффициент смещения $X_3 = 0,3...0,5$.

Для схем $M < N$ коэффициенты смещения X_2 и X_1 могут быть выбраны равными или близкими нулю. Тогда разницу их чисел зубьев можно представить выражением $Z_2 - Z_1 = 2(Z_3 + 2X_3)$. С учетом этого соотношения и того, что $Z_2/Z_1 = N/M$, выражение (4) преобразуется к виду:

$$\{\lambda_{\max}\} = \frac{55(Z_3 + 2X_3 - 2,5)(N - M)}{Z_3 + 2X_3}. \quad (5)$$

Для схем $M = N$ характерны коэффициенты смещения центральных колес $X_1 = -0,5... -0,1$; $X_2 = 9...15$, при этом выполняется параметрическое соотношение $Z_1 = Z_2 = (10 \pm 2)Z_3$. Тогда приближенно получаем выражение для схем $M = N$:

$$\{\lambda_{\max}\} = \frac{5,5(Z_3 + 2X_3 - 2,5)(N + M)}{Z_3 + 2X_3}. \quad (6)$$

В таблице приведены значения параметра $\{\lambda_{\max}\}$, рассчитанные для разных ПРГМ при характерном числе зубьев спутника $Z_3 = 10$ и коэффициенте смещения $X_3 = 0,4$.

С учетом условия $\{\lambda_{\max}\} \leq [\lambda_{\max}]$ желательное сближение поверхностей центральных ко-

Расчетная оценка углов $\{\lambda_{\max}\}$ и коэффициентов ε изменения объема для ПРГМ с "гармоническими волнами" колес

Разность чисел волн $N - M$	Схема $M \times N$	$\{\lambda_{\max}\}, ^\circ$	$[\lambda_{\max}], ^\circ$	ε
2	1×3	84,5	42,25	1,9
	2×4			2,35
	4×6			2,5
	6×8			2,55
	8×10			2,55
1	1×2	42,25	42,25	3,45
	2×3			3,9
	3×4			4,05
	4×5			4,15
	5×6			4,15
	9×10			3,95
0	1×1	8,45	42,25	3,2
	2×2	16,9		3,5
	3×3	25,36		3,75

лес возможно только для ПРГМ $N - M = 1$ и $N - M = 0$. Ни в одной схеме, где разница $N - M \geq 2$, такое условие не выполняется.

В таблице также указаны коэффициенты ε , найденные в результате построения при значениях углов λ_{\max} , максимально возможных из условий либо удержания спутников $\{\lambda_{\max}\} \leq [\lambda_{\max}]$, либо отсутствия интерференции поверхностей вершин центральных колес.

Решающий фактор для минимизации остаточных объемов ПРГМ — разница чисел волн. При разности $N - M = 2$ возможность для повышения коэффициента ε минимальна. А при разности $N - M = 1$ и $N - M = 0$ поверхности вершин центральных колес вплотную приблизились друг к другу, поэтому значения коэффициента ε выше. Однако этот коэффициент остается не слишком высоким.

При соотношении чисел волн $N - M = 0$ фактор повышения угла λ_{\max} недоиспользован — есть возможность для дополнительного уменьшения остающегося пространства между вершинами зубьев (площади S_a) за счет модификации формы центроид звеньев.

Наиболее благоприятна форма центроид, при которой характеризующие их функции не подчиняются гармоническому закону, а на

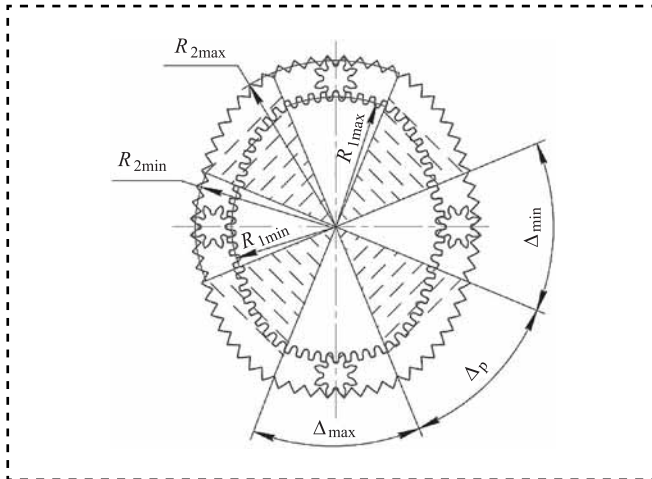


Рис. 2. Схема ПРГМ 2×2 с "выстоями" спутников:
 Δ_{\min} — сектор минимального радиуса ($R_{1\min}$ и $R_{2\min}$);
 Δ_p — переходный участок; Δ_{\max} — сектор максимального радиуса ($R_{1\max}$ и $R_{2\max}$)

определенных участках становятся константами (т.е. центроиды становятся окружностями) (рис. 2). При этом центры спутников остаются на постоянном удалении от главной оси механизма. Условно такую схему называют ПРГМ с "выстоями" спутников. Подобная модификация центроид уже предлагалась ранее в работах [4, 5], хотя и для решения другой задачи.

На рис. 3, а гидромашина 2×2 с "выстоями" показана в реальных пропорциях. Она изображена в положении, соответствующем максимальной разнице объемов рабочих камер. Максимальные значения угла удержания (невыпадения) спутника $\lambda_{\max} = 32^\circ$. Коэффициент изменения объема у этой схемы $\varepsilon = 6,3$, что существенно выше, чем у "гармонической" ПРГМ без "выстоев". Схема симметричная.

Если "пожертвовать" симметрией приложения сил к ротору, то коэффициент ε в ПРГМ с "выстоями" можно еще несколько увеличить. На рис. 3, б показана схема 1×1 с теми же числами зубьев ($Z_1 = Z_2 = 104$; $Z_3 = 10$; $\lambda_{\max} = 32^\circ$). У нее $\varepsilon = 7,7$.

Некоторый дополнительный резерв увеличения коэффициента ε изменения объема заключается в повышении угла λ_{\max} . Однако такое повышение будет ухудшать надежность системы, а сам резерв не столь значителен.

Выполним расчет ε ПРГМ с "выстоями", в котором будем учитывать только остаточный объем W_a .

Приближенно примем минимальную площадь S_{\min} сечения камеры равной S_f (формула

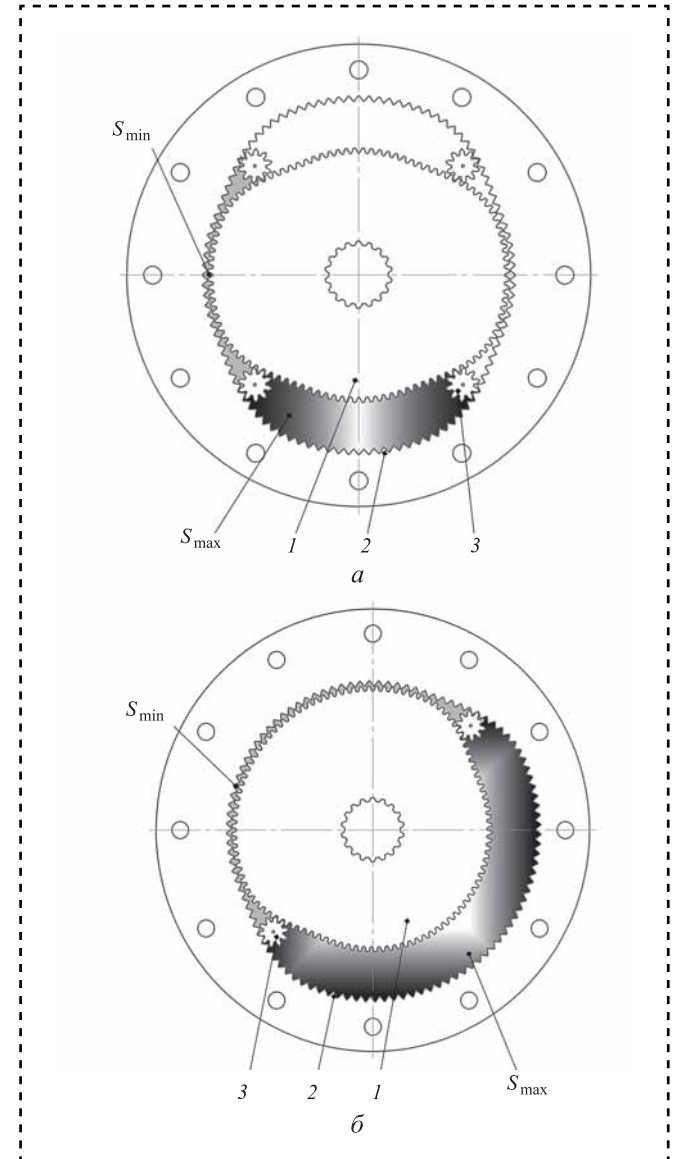


Рис. 3. Гидромашина 2×2 с "выстоями" ($Z_1 = Z_2 = 104$; $Z_3 = 10$):

а — 2×2; б — 1×1; 1 — ротор; 2 — статор; 3 — спутники

(1) плюс минимальный зазор между вершинами зубьев центральных колес ($S = 0,5m$):

$$S_{\min} = \frac{2,5\pi Z_2 m^2}{V}. \quad (7)$$

Максимальную площадь сечения S_{\max} камеры приближенно можно считать равной произведению удвоенного делительного диаметра спутника $2Z_3 m$ на длину дуги $\pi Z_2 m/V$ камеры:

$$S_{\max} \approx \frac{2\pi Z_3 Z_2 m^2}{V}. \quad (8)$$

Коэффициент ε изменения площади (и объема) рабочей камеры рассчитан с некоторым



завышением (так как пренебрегли переходными зонами):

$$\varepsilon = \frac{S_{\max}}{S_{\min}} = \frac{2Z_3}{2,5} = 0,83Z_3. \quad (9)$$

Для числа зубьев сателлита $Z_3 = 10$ получаем $\varepsilon = 8,3$. Это всего на 7,5 % выше, чем фактический коэффициент изменения объема $\varepsilon = 7,7$, соответствующий схеме 1×1, показанной на рис. 3, б.

Более радикальное снижение остаточного объема может быть достигнуто при увеличении числа зубьев сателлита Z_3 . Возьмем, например, $Z_3 = 20$. Тогда по формуле (9) получим $\varepsilon = 16,6$. В ПРГМ с "выстоями" эта мера снижения остаточного объема дает значительно больший эффект, чем в ПРГМ без "выстоев". Ограничения по прочности зубьев сохраняются, однако по такому пути можно пойти в случае гидромашин с заведомо малым давлением рабочей среды, например, в случае вакуумных насосов.

Выводы

Проведенный анализ показал, что решающим фактором, влияющим на величину остаточного объема ПРГМ является разность чисел волн $N - M$ некруглых центральных колес статора и ротора. При $N - M = 2$ коэффициент изменения объема не может превышать $\varepsilon = 2,5 \dots 3$. При $N - M = 1$ и $N = M$ этот коэффициент несколько выше $\varepsilon = 3 \dots 4$.

В случае ПРГМ с $M = N$ существует возможность дополнительного снижения остаточного объема. Для этого предложена фор-

ма центроиды ротора и статора с "выстоями", при которой функция, выражающая радиус центроиды, не подчиняется гармоническому закону, а на определенных участках становится константой. В ПРГМ $M = N$ с "выстоями" можно получить $\varepsilon = 10$ и более.

На базе ПРГМ с "выстоями" могут быть построены вакуумные насосы, компрессоры и пневмодвигатели, имеющие перед другими роторными гидромашинами преимущество по долговечности. Это преимущество обусловлено свойственным ПРГМ надежным замыканием рабочих полостей, не зависящим от износа зубьев.

Библиографический список

1. **Patent DE288340**, МПК F01C1/10, F01C1/113, F04C2/063. Maschine mit einer Mehrzahl von Gehäuseinnern angeordneten, zwischen der Gehäusewand und mittleren, relative zum Gehäuse drehbaren Kolben eingeschalteten Kolbenkörpern / BRISCOE AND DOCK ENGINEERING COMPANY in WILMINGTON, Delaware, V. St. A. Publ. 11.09.1913.
2. **Волков Г.Ю., Смирнов В.В.** Синтез центроид планетарных роторных гидромашин по заданному углу "невыпадения" сателлитов // Справочник. Инженерный журнал. 2018. № 4 (253). С. 6–11.
3. **Волков Г.Ю., Смирнов В.В.** Методика геометрического расчета и профилирования зубчатых венцов планетарной роторной гидромашин // Справочник. Инженерный журнал. 2018. № 9 (258) С. 32–37.
4. **Волков Г.Ю., Смирнов В.В.** Повышение надежности и снижение пульсации расхода планетарных роторных гидромашин с последовательно соединенными секциями // Сборка в машиностроении, приборостроении". 2018. Т. 19. № 9 (218). С. 387–390.
5. **Патент 2686432** РФ, МПК F04C2/14, F01C1/14. Роторная гидромашин / Волков Г.Ю., заявл. 13.12.2017; опубл. 25.04.2019. Бюл. № 12. 21 с.



УДК 65.011.56

Ю.З. Житников, д-р техн. наук

(Ковровская государственная технологическая академия имени В.А. Дегтярёва),

Б.Ю. Житников, д-р техн. наук (Владимирский юридический институт),**А.Е. Матросов**, канд. техн. наук

(Ковровская государственная технологическая академия имени В.А. Дегтярёва)

E-mail: mae76@mail.ru

Методика разработки кинематических схем устройств автоматизированной сборки изделий на основе структурных схем управления процессом

Предложена методика разработки кинематических схем устройств автоматизированной сборки изделий на примере многошпиндельного завинчивающего устройства на основе технологической последовательности выполнения сборочных операций и структурных схем управления процессом.

A methodology for the development of kinematic diagrams of devices for automated assembly of products using the example of a multi-spindle screw of device based on the technological sequence of assembly operations and structural process control circuits is proposed.

Ключевые слова: сборка, завинчивающие устройства, кинематическая, структурная схемы.

Keywords: assembly, screwing devices, kinematic, structural diagrams.

Автоматизированные сборочные устройства могут работать на основе активных обратных связей или пассивной адаптации (самоориентации, саморегулирования).

Устройства на основе активных обратных связей требуют установки датчиков и наличия механических систем обработки сигнала рассогласования положения соединяемых деталей для взаимной доориентации сопрягаемых поверхностей или их осей, а также саморегулирования параметров. Это значительно усложняет сборочные устройства и делает их громоздкими.

Устройства на основе средств пассивной адаптации обеспечивают взаимную доориентацию соединяемых деталей при выполнении следующих требований [1, 2]:

- силового взаимодействия соединяемых деталей;
- наличия податливости одной из соединяемых деталей;
- вращения или перемещения одной из соединяемых деталей.

Выполнение этих условий в многошпиндельных завинчивающих устройствах позволяет обеспечить [2]:

- автоматизированное наживление резьбовых деталей;

- исключение заклинивания резьбовых деталей при перекосах их осей в процессе завинчивания и затяжки.

Рассмотрим универсальную кинематическую схему многошпиндельных завинчивающих устройств.

Качественное скрепление узлов и деталей групповыми резьбовыми соединениями с установкой между ними уплотнений и с обеспечением герметичности стыка обеспечивается на основе использования многошпиндельных завинчивающих устройств при комбинированном способе затяжки резьбовых соединений [1, 2].

Комбинированный способ затяжки предусматривает два этапа:

- предварительная затяжка резьбовых соединений при больших частотах вращения — до 60 мин^{-1} с моментом затяжки 5...10 % от номинального значения и с контролем затяжки по крутящему моменту;
- окончательная затяжка при малых частотах вращения — до 10 мин^{-1} с контролем процесса по углу поворота резьбовой детали.

Предварительно определим последовательность выполнения сборочных операций многошпиндельными завинчивающими устройства-

ми при завинчивании и затяжке группового резьбового соединения для построения структурной схемы управления процессом.

Для выполнения требований комбинированного способа затяжки резьбовых соединений структурная схема управления процессом должна содержать:

- задающие устройства для обеспечения требуемых моментов и частот вращения шпинделей;

- два канала управления: быстроходный, но маломоментный для управления процессом передачи вращения и крутящего момента при предварительной затяжке резьбовых соединений; тихоходный, но высокомоментный для управления процессом передачи вращения и крутящего момента при окончательной синхронной затяжке резьбовых соединений;

- специальное устройство с заданным предельным значением моментов предварительной затяжки быстроходных каналов управления, которое контролирует момент по величине и при достижении требуемого момента предварительной затяжки на каждом шпинделе их автоматически отключает;

- механизм, который включается после отключения передачи моментов по всем быстро-

ходным каналам управления и переключает вращение и передачу моментов от тихоходных, но высокомоментных каналов управления;

- специальное устройство отключения работы заведующего устройством при достижении требуемого момента окончательной затяжки с контролем момента по углу поворота резьбовых деталей.

Предложена методика разработки структурной схемы управления процессом затяжки резьбовых соединений для трехшпиндельного завинчивающего устройства по двум каналам управления (рис. 1).

На структурной схеме управления введены следующие обозначения:

ЗУ — задающее устройство частот вращения шпинделей и моментов затяжки резьбовых соединений;

U — напряжение питания двигателя;

$U_{упр}$ — напряжение управления процессом;

$W_{дв}(P) = M_{дв}/U_{упр}$ — передаточная функция двигателя по моменту;

$q = \begin{cases} 1 & \text{при } \Delta\alpha > 0; \\ 0 & \text{при } \Delta\alpha \leq 0 \end{cases}$ — функция управления

напряжением питания двигателя;

$i_б, i_т$ — передаточное отношение по быстроходному, но маломоментному и тихоход-

ному каналам управления.

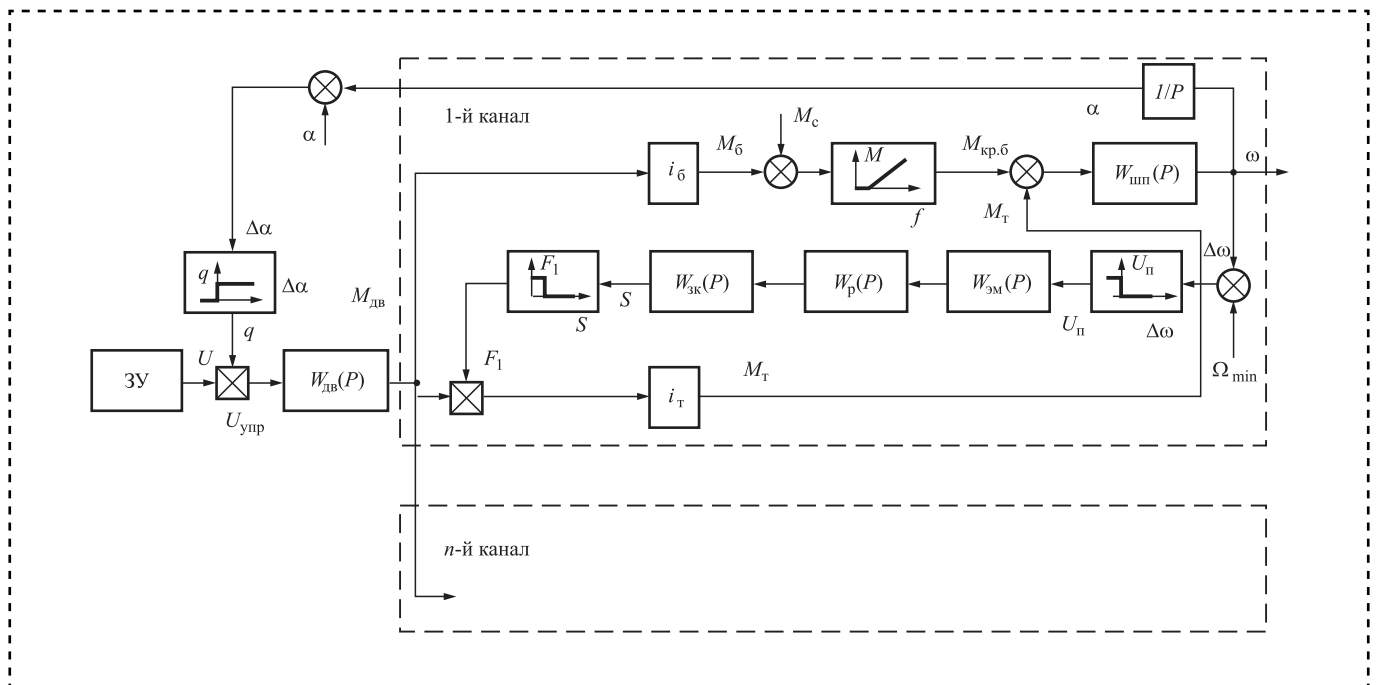


Рис. 1. Структурная схема многоканальной адаптивной электромеханической системы управления завинчиванием



ному, но высокомоментному каналам управления;

$$F_1 = \begin{cases} 1 & \text{при } S < S_0; \\ 0 & \text{при } S \geq S_0 \end{cases} \quad \text{— функция включения}$$

тихоходного, но маломоментного канала управления передачей вращения при окончательной затяжке резьбовых соединений;

S — перемещение элемента управления процессом при переключении с быстроходного на тихоходный канал управления;

S_0 — начальное перемещение элемента управления при переключении;

M_6, M_T — моменты предварительной затяжки резьбовых соединений по быстроходному каналу управления вращением и окончательной затяжки по тихоходному каналу соответственно;

M_c — момент сопротивления вращению по быстроходному каналу управления;

$W_{зк}(P) = F_p/S$ — передаточная функция при разделении каналов управления при передаче вращения быстроходному и тихоходному каналу;

F_p — сила в механизме разделения вращений по каналам управления;

$W_p(P)$ — передаточная функция при переключении каналов управления;

$F_{эм}$ — сила в механизме при переключении каналов управления;

$W_{эм}(P) = F_{эм}/U_{п}$ — передаточная функция механизма переключения вращений;

$U_{п}$ — напряжение питания механизма переключения, $U_{п} = \begin{cases} U_{п} & \text{при } \Delta\omega \leq 0; \\ 0 & \text{при } \Delta\omega > 0; \end{cases}$

$M_{кр.б} = f(\Delta M)$ — крутящий момент на шпинделе быстроходного канала управления;

$$f(\Delta M) = \begin{cases} 0 & \text{при } \Delta M > M_{пр}; \\ \Delta M & \text{при } \Delta M \leq M_{пр}; \end{cases}$$

$$\Delta M = M_6 - M_c;$$

$W_{мин}(P) = \omega/M$ — передаточная функция к шпинделю;

$$M = M_{кр.б} + M_T;$$

ω — угловая скорость вращения шпинделя;

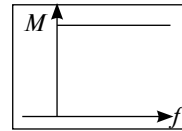
$$\Delta\omega = \omega - \Omega_{мин};$$

$\Omega_{мин}$ — минимальная угловая скорость вращения двигателя, при которой происходит срабатывание механизма переключения каналов;

α — угол поворота шпинделя при контроле окончательной затяжки резьбовых соединений;

$\Delta\alpha$ — заданный угол окончательной затяжки;

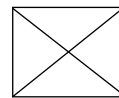
$\Delta M_{пр}$ — погрешность момента предварительной затяжки;



— устройство (датчик) пере-

ключения;

$1/P$ — устройство преобразователя сигнала (интегратор);



— устройство сложения сигналов.

В структурной схеме управления процессом завинчивания и затяжки резьбовых соединений предусмотрено переключение с быстроходного, но маломоментного канала управления на тихоходный, но высокомоментный, а также отключение двигателя при достижении требуемых параметров окончательной затяжки резьбовых соединений. В структурной схеме эти функции выполняют две обратные связи: по угловой скорости вращения и по углу поворота резьбовой детали при завершении процесса окончательной затяжки.

Задающее устройство формирует напряжение питания U для двигателя. Это напряжение преобразуется в напряжение управления $U_{упр}$ путем умножения на функцию управления, зависящую от угла поворота резьбовой детали:

$$q = \begin{cases} 1 & \text{при } \Delta\alpha > 0; \\ 0 & \text{при } \Delta\alpha \leq 0. \end{cases}$$

Отключение двигателя происходит при $q = 0$.

Двигатель при подаче напряжения управления формирует момент $M_{дв}$ для вращения по быстроходному каналу управления. На выходе быстроходного канала формируется момент $M_6 = i_6 M_{дв}$. Разность моментов $M_6 - M_c$ подается на элемент управления передачей предельного момента по быстроходному каналу, определяющему момент предварительной затяжки резьбового соединения. При достижении предельного момента происходит выключение вращения из-за нарастания момента сопротивления. При минимальной угловой скорости вращения срабатывает датчик, обеспечивающий включение элемента управле-

ния в канале обратной связи по скорости вращения в соответствии с функцией включения тихоходного, но высокомоментного канала.

Шпиндель завинчивающего устройства вращается с малой угловой скоростью. Угол поворота резьбовой детали ограничен величиной α и при достижении требуемого значения происходит отключение двигателя.

Для разработки универсальной кинематической схемы завинчивающего устройства автоматизированной сборки групповых резьбовых соединений предполагается методика перехода от структурной схемы управления к кинематической схеме трехшпиндельного завинчивающего устройства.

Заменим электрические элементы структурной схемы управления процессом завинчивания и затяжки резьбовых соединений на механические аналоги.

В качестве ЗУ можно использовать электро- или пневмодвигатели.

Каналы управления передачи вращения и крутящего момента выполним в виде кинематических ветвей с зубчатыми передачами.

Разделение каналов управления быстроходного, но маломоментного и тихоходного, но высокомоментного можно обеспечить переда-

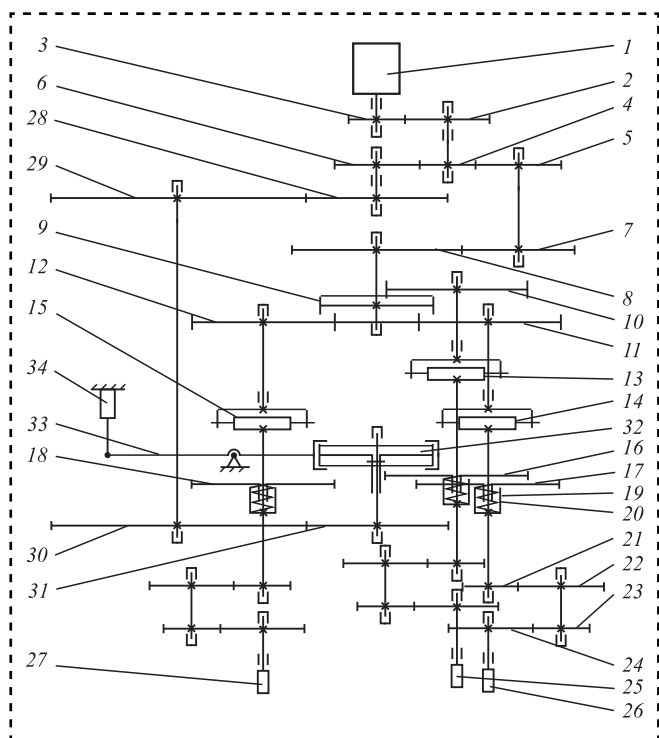


Рис. 2. Кинематическая схема трехшпиндельного завинчивающего устройства

чей вращения от центральной шестерни к двум взаимодействующим с ней зубчатым колесам.

По аналогии передачу вращения к каждому шпинделю по быстроходному, но маломоментному каналу управления можно разделить путем взаимодействия центральной шестерни с тремя зубчатыми колесами. Предельное заданное значение момента предварительной затяжки резьбовых соединений и отключения вращений по быстроходным каналам управления может выполнять муфта предельного момента (МПП) кулачкового типа.

После срабатывания датчиков отключения всех МПП подается питание на механизм включения тихоходных, но маломоментных кинематических ветвей вращения путем введения в зацеплении центральной шестерни с тремя зубчатыми колесами, кинематически связанными со шпинделями завинчивающего устройства.

Окончательную затяжку контролируют по углам поворота резьбовых деталей при помощи датчика угла, который и отключит работу завинчивающего устройства.

На основании замены электрических элементов структурной схемы управления на механические аналоги разработана кинематическая схема трехшпиндельного завинчивающего устройства (рис. 2).

Гайковерт работает от электродвигателя 1, вращение от которого через зубчатую передачу 2, 3 передается на центральную шестерню 4. Происходит разделение кинематических ветвей вращения на быстроходную, но маломоментную и тихоходную, но высокомоментную.

По быстроходной, но маломоментной кинематической ветви от электродвигателя 1 через зубчатые передачи 2, 3; 4, 5 и 7, 8 вращение передается на центральную шестерню 9, которая кинематически взаимодействует с зубчатыми колесами 10, 11, 12. На валах этих колес расположены муфты предельного момента 13, 14, 15 кулачкового типа. Подпружиненные колеса 16, 17, 18 не находятся в зацеплении с центральной шестерней 32. На концах этих валов жестко закреплены шестерни 21, которые передают вращение через шестерни 22 и зубчатые зацепления 23, 24 на патроны 25, 26, 27 для удержания резьбовых деталей при их завинчивании и затяжке.

По тихоходной, но высокомоментной кинематической ветви от электродвигателя 1 через



зубчатые передачи 2, 3; 4, 6 и 28, 29 вращение передается на промежуточный вал, на конце которого закреплена шестерня 30, взаимодействующая с зубчатым колесом 31. На валу колеса 31 закреплена шестерня 32. При срабатывании электромагнита 34 рычаг 33 перемещает шестерню 32 вдоль вала до зацепления с подпружиненными колесами 16, 17 и 18. Далее через зубчатые пары 21, 22 и 23, 24 вращение через шпиндели передается патронам 25, 26, 27.

Гайковерт работает следующим образом в процессе завинчивания и предварительной затяжки резьбовых соединений по быстроходной, но маломоментной кинематической ветви вращения: при достижении требуемого значения момента предварительной затяжки срабатывают муфты предельного момента 13, 14, 15. Происходит проскальзывание полумуфт и передача вращения на шпиндели и патроны передаваться не будет. После замыкания всех датчиков отключения МПМ включается электромагнит 34 и под действием рычага 33 центральная шестерня 32 входит в зацепле-

ние с колесами 16, 17, 18. Начинается передача вращения к патронам 25, 26, 27 по тихоходным, но высокомоментным кинематическим ветвям. При повороте резьбовых деталей на требуемый угол окончательной затяжки подается команда и отключается электродвигатель. Процесс сборки резьбовых соединений завершен. Следовательно, описан процесс разработки кинематических схем автоматизированных сборочных устройств на основе технологической последовательности выполнения сборочной операции и структурных схем управления процессом сборки.

Библиографический список

1. Воркуев Д.С., Житников Ю.З. Разработка семейств высокоточных многшпindelных гайковертов нового класса на основе одного привода / под общ. ред. проф. Ю.З. Житникова. М.: Машиностроение, 2009, 204 с.
2. Автоматизация технологических и производственных процессов в машиностроении: учебник / Ю.З. Житников и др.; под общ. ред. Ю.З. Житникова. Старый Оскол: ТНТ, 2018. 656 с.



ООО "Издательство "Инновационное машиностроение", 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
 Учредитель ООО "Издательство "Инновационное машиностроение".
 Адрес электронной почты издательства: mashpubl@mashin.ru;
 редакции журнала: sborka@mashin.ru, <http://www.mashin.ru>
 Телефон редакции журнала: 8 (499) 269-54-98, факс: 8 (499) 269-54-96.
 Технический редактор Патрушева Е.М. Корректор Сажина Л.И.
 Сдано в набор 10.12.2019. Подписано в печать 04.02.2020. Формат 60 × 88 1/8.
 Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Свободная цена.
 Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Авансед солюшнз". Сайт: www.aov.ru
 Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

К сведению авторов журнала «Сборка в машиностроении, приборостроении»

Объем статьи (текст статьи, рисунки, таблицы), предлагаемой к публикации, не должен превышать 12 страниц, напечатанных на белой бумаге (формата А4) на одной стороне листа через полтора интервала 12-м кеглем.

Все страницы в статье должны быть пронумерованы.

В редакцию представляется статья в электронном виде — файл (с расширением .doc или .pdf) с набором текста (шрифт Times New Roman) или распечатанная рукопись (на белой бумаге (формата А4) на одной стороне листа).

Требования к оформлению статьи

1. Обязательно должны быть представлены сведения об авторах:

- Ф.И.О.;
- ученая степень и звание (если есть);
- место работы;
- должность;
- адреса и телефоны (домашний и служебный), факс;
- E-mail.

Названия учреждений, в которых выполнялись исследования, необходимо раскрывать полностью, указывать город.

2. Обязательно представлять на русском и английском языках:

- фамилии, имена и отчества авторов, название учреждения, в котором выполнялось исследование;
- название статьи;
- аннотацию к статье;
- ключевые слова.

3. Начало статьи должно быть оформлено по следующему образцу:

- УДК (Индекс статьи по Универсальной десятичной классификации <http://teacode.com/online/udc/>);
- авторы (с указанием ученой степени);
- полное название учреждения, в котором выполнялось исследование;
- город;
- страна (для иностранных авторов).

Ссылку на гранты необходимо обозначать звездочкой () на первой странице.*

4. Формулы, буквенные обозначения (прописные и строчные, латинского и греческого алфавитов), цифры, знаки и их расположение должны быть четкими и различимыми.

Для набора формул и буквенных обозначений следует использовать программу MathType или редактор формул Equation в офисном редакторе Microsoft Office Word.

5. После текста должен быть приведен список литературы, используемый при написании статьи.

Составляется список по порядку ссылок в тексте и оформляется по ГОСТ 7.0.5—2008. Ссылки на иностранную литературу следует писать на языке оригинала без сокращений. Количество литературных источников не должно превышать пяти наименований. Допускается ссылка на литературу не ранее 2000 г. выпуска (при необходимости ссылку на более "старый" источник литературы приводят непосредственно в тексте).

6. Иллюстрации представляются в виде отдельных файлов (с расширением .doc, .tiff, .pdf, .jpeg 600 dpi), размер не должен превышать 186 мм.

Рисунок должен быть четким и иметь подрисовочную подпись. Подрисовочные подписи следует представлять отдельным списком. Объяснение рисунков и фотографий в тексте и подписи к ним должны соответствовать содержанию рисунков.

Данные таблиц и рисунков не должны дублировать текст!

Все статьи, поступающие в редакцию, проходят рецензирование.

В случае отклонения статьи редакционным советом журнала редакция оставляет за собой право сообщать автору о решении редакционного совета без предоставления рецензии.

Материалы, присланные в редакцию, обратно не высылаются

Плата за публикацию статей не взимается

