

Е. М. ПАРФЕНОВ

ЭЛЕКТРО- МЕХАНИЧЕСКИЕ МОДУЛИ ТОЧНОГО ПРИБОРОСТРОЕНИЯ



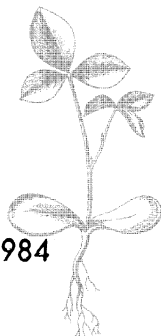
БИБЛИОТЕКА ПРИБОРОСТРОИТЕЛЯ



Е.М.ПАРФЕНОВ

ЭЛЕКТРО- МЕХАНИЧЕСКИЕ МОДУЛИ ТОЧНОГО ПРИБОРОСТРОЕНИЯ

МОСКВА « МАШИНОСТРОЕНИЕ » 1984



Scan AAW

ББК 34.9
П18
УДК 681.2

Рецензент Ю. В. Музыченко

Парфенов Е. М.

П18 Электромеханические модули точного приборостроения. — М.: Машиностроение, 1984. — 144 с., ил. — (Б-ка приборостроителя).
45 к.

Рассмотрены методы конструирования электромеханических устройств приборов. Описан конструктивный ряд электромеханических модулей.

Даны классификация электромеханических модулей, их конструктивные и технические параметры. Приведены рекомендации по изготовлению, сборке и контролю.

Для инженерно-технических работников, занимающихся конструированием и изготовлением электромеханических устройств различных приборов.

П 2706000000-026
038(01)-84 26-84

ББК 34.9
6П5.8

Евгений Михайлович ПАРФЕНОВ

ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ МОДУЛИ ТОЧНОГО ПРИБОРОСТРОЕНИЯ

Редактор **Л. К. Тучкова**
Технический редактор **А. И. Захарова**
Корректор **В. Е. Блохина**

ИБ № 3590

Сдано в набор 02.02.84. Подписано в печать 29.05.84. Т-12619.
Формат 84×108¹/₃₂. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная.
Печать высокая. Усл. печ. л. 7,56. Усл. кр.-отт. 8,19. Уч.-изд. л. 9,42.
Тираж 3600 экз. Цена 45 к. Заказ 211.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение»
107076, Москва, Стромынский пер., д. 4

Московская типография № 32 Союзполиграфпрома при Государственном
комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
103051, Москва, Цветной бульвар, 26.

© Издательство «Машиностроение», 1984 г.

В настоящее время с помощью современных приборов приходится решать все более сложные и многообразные задачи при постоянном усложнении схем и конструкций самих приборов. Это приводит к разработке большого числа оригинальных приборов и их составляющих — электромеханических и электронных устройств, что уменьшает серийность устройств, ведет к разработке новой технологии и, как следствие, к повышению стоимости приборов в целом.

Усложнение приборов вызывает увеличение времени разработки, изготовления, испытания, организации серийного производства, профилактического обслуживания и ремонта.

Как известно, отдельные задачи в приборах решаются с помощью электромеханических устройств. К таким устройствам, в первую очередь, можно отнести зубчатые передачи, верньеры, переключающие устройства, записывающие и регистрирующие устройства, коммутаторы, электромеханические преобразователи, счетчики, датчики и др.

Электромеханические узлы приборов являются наиболее трудоемкими как в отношении разработки, так и в отношении технологии изготовления, испытания и эксплуатации.

Задачи ускорения разработки современных приборов в целом, увеличения серийности их производства и снижения стоимости могут быть успешно решены лишь на базе унификации и стандартизации основных параметров всех устройств, входящих в эти приборы, в том числе электромеханических, а также широкого применения новых методов конструирования, основанных на принципах функциональной и размерной взаимозаменяемости. Принципы размерной и функциональной взаимозаменяемости могут быть реализованы на основе широкого внедрения в практику разработки приборов научно обоснованного базового метода конструирования.

В книге рассматриваются методы конструирования приборов и их составляющих (электронных и электромеханических устройств). Основное внимание уделено методам конструирования электромеханических устройств приборов различного назначения.

В книге дается подробное описание разработанной системы электромеханических модулей и ее конструктивного ряда, приводятся конструкции электромеханических модулей и типовые методы расчета их точности, а также электромеханических устройств, собираемых из модулей. Рассмотрены вопросы конструирования различных электромеханических устройств приборов на основе разрабо-

танной системы электромеханических модулей с целью обеспечения качественного функционирования, заданного объема и технико-экономической целесообразности.

В заключительной главе книги даются рекомендации по технологии изготовления, сборки, контроля и проведения испытаний электромеханических модулей.

Излагаемый в книге материал охватывает основные вопросы конструирования и технологии производства электромеханических устройств на основе прогрессивного базового метода, обеспечивающего создание качественных и эффективных современных приборов различного назначения.

МЕТОДЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ ПРИБОРОВ

1. МЕТОДЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПРИБОРОВ

Проектирование современных приборов является сложным процессом, в котором взаимно увязаны принципы действия различных устройств, входящих в приборы, а также схемы и конструкции приборов и технологии их изготовления. Как часть этого общего процесса конструирование электромеханических устройств приборов должно удовлетворять всем требованиям, предъявляемым при проектировании приборов.

Правильное понимание процесса конструирования приборов возможно только при комплексном подходе, т. е. при учете взаимосвязи между системой, схемой, конструкцией, технологией производства и эксплуатацией [21].

Основное требование при проектировании современных приборов состоит в том, чтобы создаваемый прибор был эффективнее своего аналога, т. е. превосходил его по качеству функционирования, уровню миниатюризации и технико-экономической целесообразности (рис. 1) [18]. В общем виде эффективность прибора можно оценить основной целевой функцией $E = f(z_1, z_2, \dots, z_n) = f(Z)$, где $Z = \{z_i; i = 1, 2, \dots, n\}$; $z_i \in Z$. Элементами z_i множества Z являются частные целевые функции, т. е. отдельные качественные и количественные показатели, определяющие пригодность применения прибора в соответствии с назначением. Такими показателями для приборов являются: масса, объем, энергопотребление, диапазон частот, быстродействие, чувствительность, коэффициент усиления, выходное напряжение, точность и свойства, такие как безотказность, долговечность, ремонтпригодность, сохраняемость, вибропрочность, виброустойчивость, ударопрочность, влагостойкость, технологичность, безопасность, экономичность и т. д.

Целевая функция направлена на решение задачи оптимизации, т. е. выбор и нахождение наиболее рационального варианта решения проблемы. Под проблемой может подразумеваться проектирование системы, прибора, схемы, конструкции, технологического процесса, стандарта, организация производства новых приборов и т. п. Целевая функция может относиться как к техническим показателям (например, достижение максимальной мощности при минимальной массе прибора), так и к экономическим (например, получение максимального экономического эффекта при принятом числе типов-размеров приборов). При оптимизации могут встретиться случаи, когда некоторые показатели качества заданы (например, размер параметрического ряда, уровень надежности и др.). В этом случае задача оптимизации сводится к минимизации затрат на достижение поставленной цели. Следует указать, что в задачах оптимизации показателей качества самым ответственным моментом является

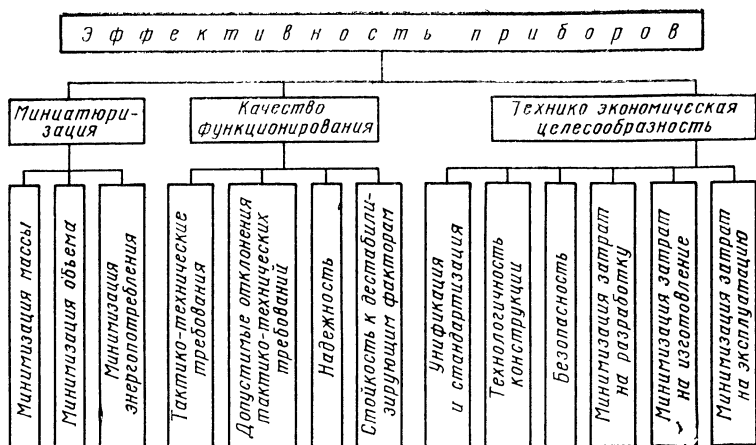


Рис. 1. Схема разработки эффективных приборов

определение вида целевой функции, т. е. установление связей между оптимизируемыми и другими показателями качества и технико-экономическими характеристиками прибора. Для успешного определения целевой функции необходимо стремиться к минимальному числу оптимизированных показателей (например, через комплексные, интегральные или обобщенные показатели качества). Из рис. 1 следует, что конструкция прибора имеет решающее значение при разработке эффективных приборов, поскольку она должна обеспечивать устойчивое функционирование прибора с необходимой точностью, надежностью и безопасностью при наличии дестабилизирующих воздействий. Обобщенно конструкция прибора есть совокупность деталей (или тел) с разными физическими свойствами и формами, находящихся в определенной электрической, пространственной, механической, тепловой магнитной и энергетической взаимосвязи. Эта совокупность обеспечивает выполнение заданных функций с необходимой точностью и надежностью в условиях внешних воздействий и предусматривает возможность ее повторения в условиях производства [21]. Главным в определении конструкции прибора является совокупность различных деталей и элементов и связи между ними [32]. Схемы устойчивых связей между деталями конструкции образуют различные структуры связей (рис. 2). Проектирование прибора в целом состоит из пяти этапов. На первом этапе разрабатывают тактико-технические требования, на втором, третьем и четвертом этапах проектируют схемы (электрическую, кинематическую, гидравлическую и др.), конструкцию, технологию, на последнем этапе изготавливают приборы, проводят испытания и налаживают серийное производство. Конструирование является одним из наиболее важных этапов проектирования приборов, так как его результатом является создание полного комплекта конструкторской документации, на основе которого организуется серийное производство приборов.

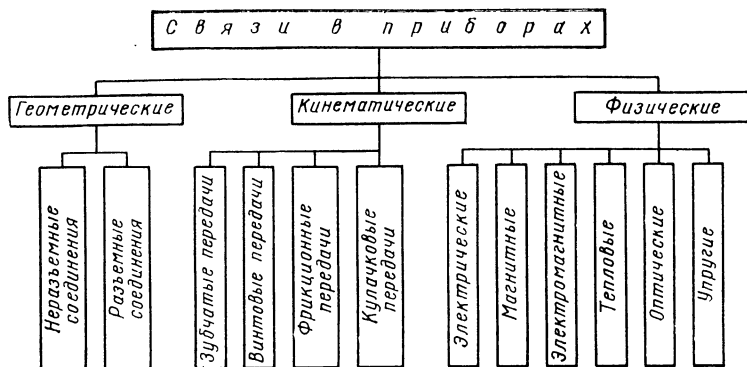


Рис. 2. Классификация видов связей в приборах

Конструирование приборов может быть реализовано различными методами. Существующие методы конструирования приборов подразделяют на три взаимосвязанные группы (рис. 3): по видам связей между деталями и элементами; по способу выявления и организации структуры связей между деталями и элементами; по степени автоматизации выявления структуры связей между де-

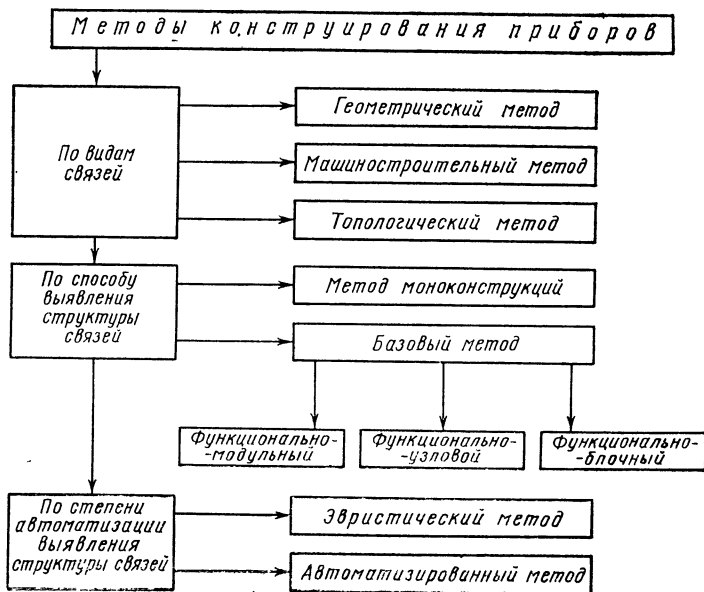


Рис. 3. Классификация методов конструирования приборов

талями и элементами [18]. Выбор указанных методов конструирования приборов зависит от назначения прибора и его функций, преобладающего вида связей, уровня унификации, автоматизации и т. д. Так, например, при конструировании устройств с применением интегральных микросхем применяют топологический метод (преобладают физические связи); функционально-модульный (в качестве функциональных модулей используют интегральные микросхемы), автоматизированный (размещение интегральных схем на плате, трассировку соединений выполняют с помощью ЭВМ). Таким образом, существуют определенная взаимосвязь и последовательность применения перечисленных методов конструирования, которая состоит, во-первых, в выявлении видов связей между деталями и элементами, во-вторых, в определении структуры и числа связей (с точки зрения избыточности) между деталями и элементами и, в-третьих, в определении возможности или невозможности автоматизации выявления и организации структуры связей между деталями и элементами.

Рассмотрим методы конструирования приборов.

Геометрический метод. В основу метода положена структура геометрических и кинематических связей между деталями, представляющая собой систему опорных точек, число и размещение которых зависит от заданных степеней свободы и геометрических свойств твердого тела [33]. Метод целесообразно применять для конструкций приборов, в которых должно соблюдаться точное взаимное положение деталей или обеспечиваться их точное перемещение при деформациях, значительно меньших погрешностей изготовления деталей. Если необходимо исключить внутренние напряжения от взаимного неподвижного закрепления одной детали относительно другой, следует также использовать этот метод. Этот метод является основным средством решения задачи во всех случаях, когда от конструкции требуется высокая точность взаимного перемещения деталей или длительное и точное сохранение определенных параметров, зависящих от расположения деталей. Одной из основных черт геометрического метода является то, что при нем характер взаимосвязи двух деталей почти не зависит от погрешностей их изготовления. Свойства, которыми обладают конструкции, созданные по этому методу, весьма важны в массовом производстве, построенном на взаимозаменяемых деталях.

Машиностроительный метод. В основу этого метода положена структура геометрических и кинематических связей между деталями, представляющая собой систему опорных поверхностей, число и размещение которых выбирают исходя из минимизации массы и допустимой прочности конструкции [33]. Метод целесообразно применять для конструкций с относительно большими деформациями. Для устранения этих деформаций при одновременном уменьшении массы изделия в конструкцию (в отличие от геометрического метода) вводят дополнительные опорные точки и поверхности. Точность взаимного расположения и перемещения элементов конструкций обеспечивается высокой точностью их изготовления. Однако машиностроительный метод не отрицает геометрической определенности соединения. Более того, теория механизмов базируется на основном принципе числа степеней свободы твердого тела, а классификация кинематических пар дается с точки зрения возможных относительных движений звеньев, входящих своими элементами в пару. Метод нашел применение при проектировании

несущих конструкций, а также различных механических и электро-механических устройств приборов. При этом методе в деталях могут возникать большие механические напряжения, часто не оправданные с точки зрения действующих сил. Однако возможность обеспечения механической прочности при минимальной массе, простота конструкции и высокая экономичность делают этот метод для проектирования механических и электромеханических устройств приборов эффективнее геометрического.

Топологический метод. В основу метода положена структура физических связей между электрорадиоэлементами, т. е. представление конструктивного вида электрической схемы и ее геометрической (топологической) связности независимо от ее функционального содержания [33]. Этот метод используют в том случае, когда нельзя применить геометрический или машиностроительный метод. Топологический метод в принципе можно применять для выявления структуры любых связей, однако конкретное его содержание проявляется там, где связность элементов может быть сопоставлена с графом. Под графом в общем случае понимают графическое выражение структуры связей между элементами конструкции.

Основные черты топологического метода конструирования следующие: сопоставление связности элементов электрической схемы и деталей конструкции с графом; изоморфизм графов, т. е. свойство эквивалентности строения независимо от различия в геометрическом образе, которое позволяет получить множество преобразований графа, среди которых конструктору удается найти совершенно непохожее на свой прототип решение; использование свойств графов для размещения элементов и ориентации их в пространстве, для трассировки линий связи и средств их соединения с элементами. Топологический метод конструирования применяют, в первую очередь, для создания интегральных микросхем, печатных плат, электро-монтажных чертежей и т. п.

Метод проектирования моноконструкций основан на минимизации числа связей в конструкции. Он применяется для создания различных узлов приборов на оригинальной несущей конструкции в виде моноузла с оригинальными деталями и элементами [17]. Длительное время конструирование приборов вели только с использованием моноконструкций, применительно к частным конкретным требованиям, предъявляемым к узлу или прибору.

Известно, что разработка моноконструкций сопряжена с многочисленными трудностями и имеет ряд недостатков, таких как значительное время конструирования и внедрения в серийное производство, ограниченные возможности типизации и унификации, недостаточно высокая надежность, низкая степень ремонтпригодности, сложность внесения изменений в конструкторскую документацию без переработки конструкции, значительная стоимость разрабатываемых и изготавливаемых устройств.

Базовый метод конструирования. В основу метода положено деление прибора на конструктивно и схемно законченные части [18].

Базовый метод и его разновидности (функционально-модульный, функционально-узловой и функционально-блочный методы) основываются на принципах агрегатирования, функциональной и размерной взаимозаменяемости, схемной и конструкторской унификации. Деление базового метода на разновидности связано с ограничениями схемной и конструкторской унификации устройств различных структурных уровней приборов. Базовый метод является основным

при проектировании современных приборов и имеет следующие преимущества по сравнению с методом моноконструкций: на этапе разработки позволяет одновременно вести работу над многими узлами, что сокращает сроки проведения разработок; упрощает отладку и сопряжение узлов, так как работа любого узла определяется работой известных модулей, резко упрощает конструирование и макетирование; сокращает объем оригинальной конструкторской документации, дает возможность непрерывно совершенствовать приборы без коренных изменений конструкции; упрощает и ускоряет внесение изменений в схему, конструкцию и конструкторскую документацию; на этапе производства сокращает сроки освоения серийного производства приборов; упрощает сборку, монтаж, снижает требования к квалификации сборщиков и монтажников; снижает стоимость приборов благодаря широкой механизации и автоматизации производства; повышает степень специализации производства; при эксплуатации повышает эксплуатационную надежность приборов; улучшает их ремонтопригодность.

Эвристический метод использует обобщенный практический опыт (коллективную мудрость) в области конструирования приборов и смежных отраслей. Метод пока еще является основным в практической деятельности конструктора.

Метод автоматизированного конструирования основан на использовании ЭВМ для решения задач компоновки деталей и элементов, трассировки соединений различных структурных уровней, вычерчивания чертежей и выпуска конструкторской документации. Большое разнообразие задач автоматизированного конструирования привело к разработке алгоритмов для решения однотипных задач, отличающихся точностью, малым временем выполнения, достаточным объемом машинной памяти и т. п. Системы автоматизированного конструирования приборов — это системы типа «человек — машина», они содержат комплекс технических средств (ЭВМ, координатографы, печатающие и запоминающие устройства, табло и т. д.) и математическое обеспечение, предназначенные для решения задач конструирования приборов.

Несмотря на различие автоматизированных методов конструирования приборов, можно выделить следующие самостоятельные этапы автоматизированного конструирования:

- 1) введение исходной информации, контроль правильности подготовки и кодирования исходных данных с входного языка на внутреннее представление;

- 2) компоновку функциональной структуры устройств прибора на основе выбранных показателей качества, т. е. распределение множества функциональных модулей и элементов на подмножества, соответствующие конкретным устройствам различных структурных уровней;

- 3) размещение скомпонованных функциональных модулей и элементов по конструкциям устройств всех уровней, составление соответствующего документа, например таблицы расположения;

- 4) трассировку электрических соединений между устройствами, модулями и элементами в соответствии со схемой связей и ограничениями на их прокладку, составление электромонтажной документации, контроль правильности составления документации;

- 5) составление сводных вторичных текстовых документов: ведомостей, спецификаций, покупных изделий, ссылочных документов и других устанавливаемых ЕСКД.

Для автоматизированного метода конструирования, так же как и для базового, необходим высокий уровень схемной и конструкторской унификации, так как повторяющиеся элементы схемы и детали конструкции упрощают разработку программ для ЭВМ.

2. НАЗНАЧЕНИЕ, ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ И МЕТОДЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ ПРИБОРОВ

Современные приборы представляют собой сложные системы, состоящие из большого числа разнообразных деталей, элементов и узлов. В приборах тесно сочетаются электронные, электромеханические и механические устройства.

Назначение. Электромеханическая часть приборов состоит из сочетания различных механических и электромеханических узлов и деталей, в том числе: редукторов, мультипликаторов, дифференциалов, соединительных муфт, валов, подшипников, стаканов, электромагнитных муфт, тормозов, ограничительных упоров, выключателей и переключателей, программников, преобразователей, коммутаторов, двигателей, потенциометров, вращающихся трансформаторов, сельсинов, счетно-решающих устройств и т. д.

В зависимости от назначения приборов в них могут входить следующие основные электромеханические устройства: механизмы приводов следящих систем, счетно-решающих устройств, гетеродинов, аттенуаторов, вентиляторов, жидкостного охлаждения, записывающих устройств, реле времени, узлов настройки, отсчетных устройств, ходовых преобразователей, коммутаторов и т. д.; механизмы настройки (верньеры, редукторы, дифференциалы, мультипликаторы, реечные механизмы); отсчетные устройства (датчики электромеханические, емкостные индуктивные, фотоэлектрические, кодовые, счетчики, шкалы); записывающие устройства, переключающие устройства; ограничительные механизмы (предохранительные, возврата, ограничения скорости, упоры); установочные механизмы (программные, согласования, кулачковые, выдачи команд); коммутаторы; кодовые преобразователи; счетно-решающие устройства; соединительные элементы (соединительные муфты, зубчатые колеса, электромагнитные муфты, стаканы, фланцы); комплектующие (покупные) узлы и элементы (двигатели, тахогенераторы, потенциометры, сельсины, вращающиеся трансформаторы, гироскопы, амортизаторы, подшипники и др.).

Перечисленные механические и электромеханические устройства говорят о многообразии выполняемых ими функций в приборах.

Классификация. Электромеханические устройства приборов можно классифицировать с различных точек зрения, что связано с их различной структурой, назначением, областями применения и т. д. В основу классификации электромеханических устройств можно положить характер внешних воздействий, эксплуатационные требования, точность, величину передаваемых усилий, кинематические признаки, производственные требования и др.

Практически удобной классификацией электромеханических устройств приборов является классификация по передаваемым усилиям (рис. 4). В основу этой классификации положен принцип деления всех электромеханических устройств на две основные группы:

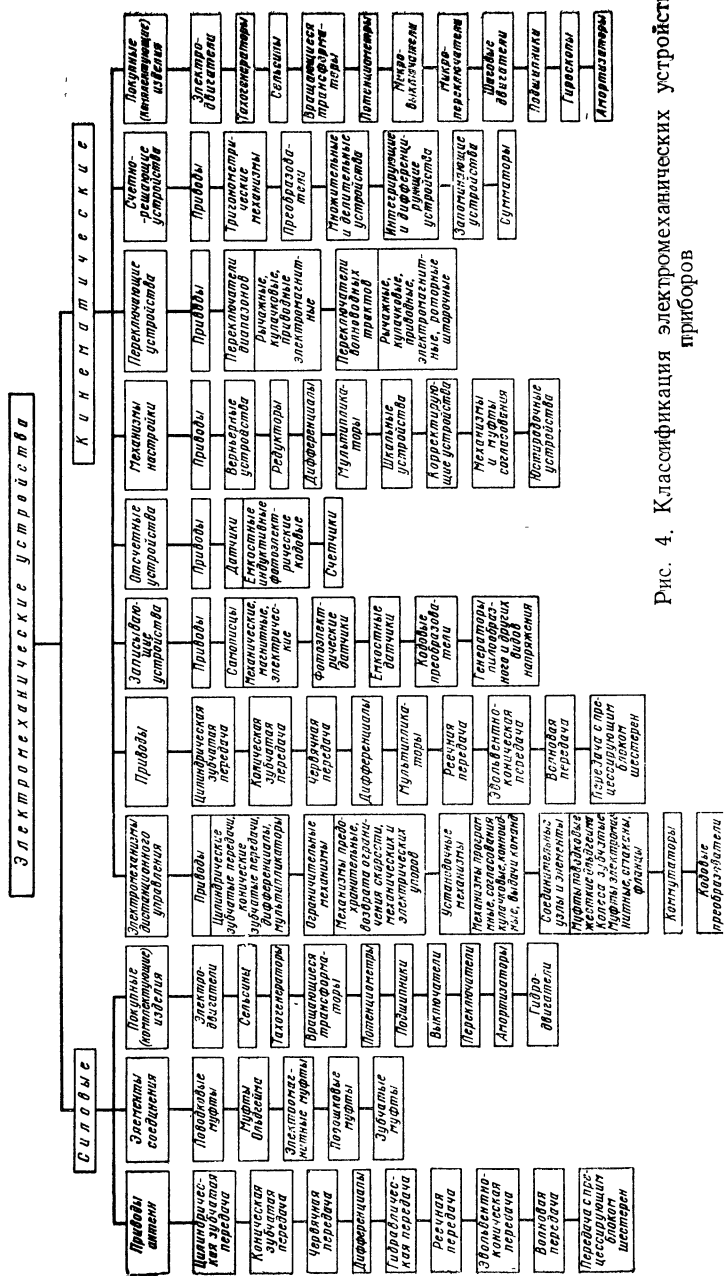


Рис. 4. Классификация электромеханических устройств приборов

1) силовые электромеханические устройства с моментом нагрузки на выходном звене $M_n > 5 \text{ Н} \cdot \text{см}$;

2) кинематические электромеханические устройства с моментом нагрузки на выходном звене $M_n \leq 5 \text{ Н} \cdot \text{см}$.

Наиболее полной классификацией, отражающей сущность и специфику электромеханических устройств приборов, является классификация по функциональному назначению. Исходя из этого принципа, электромеханические устройства можно разделить на четыре группы:

1) устройства, преобразующие входные электрические сигналы в пространственные перемещения на выходе (электродвигатели, соленоиды, электромагнитные муфты и др.);

2) устройства, преобразующие пространственные перемещения на входе в электрический сигнал на выходе (сельсины, вращающиеся трансформаторы, потенциометрические, емкостные и кодовые датчики и др.);

3) устройства, имеющие на входе и выходе пространственные перемещения (редукторы, дифференциалы, ограничители движения, возвратные и установочные устройства, шарнирные и кулисные механизмы, кулачковые и коноидные механизмы, соединительные муфты и др.);

4) устройства, имеющие на входе и выходе электрический сигнал (реле, переключатели, шаговые искатели и др.).

Конструирование электромеханических и электронных устройств приборов представляет собой единый процесс, поэтому конструктор, занимающийся разработкой современных приборов, должен, применяя базовый метод проектирования для всех составных частей прибора, учитывать особенности конструирования механических и электромеханических устройств, назначение этих устройств и условия их эксплуатации.

Условия эксплуатации. Наиболее характерными условиями эксплуатации большинства электромеханических устройств приборов являются широкий диапазон изменения температуры, изменение давления и плотности воздуха, влажности, наличие вибрации и ударов и т. д.

Температура окружающей среды приборов может изменяться от -60 до $+70^\circ\text{C}$, а в некоторых случаях и в еще более широких пределах. Изменение температуры окружающей среды может явиться причиной появления погрешностей в работе электромеханических устройств и приводит к изменению линейных размеров деталей, возникновению значительных напряжений, вызывающих деформацию деталей, изменению физических свойств материалов, например упругости пружинящих элементов, электропроводности, магнитных свойств и т. д.

Влажность воздуха вызывает ускоренное корродирование деталей электромеханических устройств, набухание и вздутие гидрокопировочных материалов с последующим растрескиванием их при высыхании. Проникновение влаги в поры изоляционных материалов понижает качество изоляции, поэтому могут произойти изменения параметров узлов, например емкости, индуктивности, сопротивления и др.

Давление и плотность окружающей среды меняются с изменением высоты эксплуатации прибора, что отрицательно сказывается на работе некоторых электромеханических устройств, точность и надежность которых снижаются. Для устранения влияния этого яв-

ния на работу электромеханических устройств их помещают в герметичные корпуса.

Вибрации и удары при эксплуатации приборов сокращают срок службы электромеханических устройств и могут вызвать появление погрешностей в их работе.

За единицу измерения действующих на приборы механических перегрузок, в том числе и перегрузок, возникающих от вибрации, принимается ускорение силы тяжести g . В случае синусоидальных вибраций величину перегрузки можно подсчитать по формуле

$$j = \frac{4\pi^2 f^2 A}{9810} A, \text{ или } j \cong \frac{f^2 A}{250},$$

где A — амплитуда смещения, мм; f — частота колебаний, Гц; j — ускорение в единицах силы тяжести, g .

Величину перегрузки при действии прямоугольного ударного импульса можно определить по формуле

$$j_{\max} = \omega_0^2 \xi_{\max},$$

где ω_0 — собственная круговая частота конструкции прибора; ξ_{\max} — максимальное перемещение прибора при действии ударного импульса.

Максимальное перемещение прибора при действии ударного импульса определяют для двух случаев:

а) при длительном ударе, когда $\tau \geq \pi/\omega_0$,

$$\xi_{\max} = \frac{2j}{\omega_0^2};$$

б) при коротком ударе, когда $\tau \ll \pi/\omega_0$,

$$\xi_{\max} = \frac{j}{\omega_0^2} \sqrt{2(1 - \cos \omega_0 \tau)},$$

где τ — длительность ударного импульса; j — действующее на прибор внешнее ускорение при ударном импульсе.

Кроме того, электромеханические устройства могут находиться длительное время на хранении (до 5—10 лет), прежде чем быть установленными в приборе и переданными в эксплуатацию. В связи с этим они должны сохранять свои механические и физические свойства, т. е. обладать свойством надежности (сохраняемость).

Все это оказывает существенное влияние на эксплуатационные характеристики электромеханических устройств и прибора в целом.

Технические требования. При проектировании электромеханических устройств приборов к ним должны предъявляться определенные технические требования. Такими общими требованиями являются надежность и долговечность; определенный вид заданной характеристики (зависимость между входной и выходной величиной); точность и чувствительность; определенные динамические характеристики (малая постоянная времени, быстрое успокоение подвижных частей и др.); стабильность характеристик во времени; стойкость к действию дестабилизирующих факторов (температура, влажность и плотность воздуха, вибрации и удары, воздействия инея и росы); взаимозаменяемость; малые масса и габариты; отсутствие вредного взаимовлияния; электрическая прочность; химическая стойкость;

единство в методах конструирования с другими частями прибора; простота и технологичность конструкции; удобство и простота эксплуатации и контроля; безопасность в отношении пожара, взрыва и в обращении; относительно невысокая стоимость разработки, изготовления и эксплуатации.

Выполнение перечисленных технических требований при конструировании электромеханических устройств приборов дает возможность создавать качественные и эффективные современные приборы (см. рис. 1).

Важнейшими техническими показателями электромеханического устройства являются точность, чувствительность, надежность, долговечность и технологичность.

Поскольку электронная часть приборов, как правило, имеет длительный срок службы без проведения ремонта и обслуживания, а также требует ограниченную мощность первичных источников питания, то и электромеханические устройства должны в процессе эксплуатации сохранять свои технические параметры, не ремонтироваться в течение всего гарантийного срока эксплуатации прибора и иметь большую чувствительность, т. е. малый (около $1 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{см}$) момент трогания на ведущем приводном элементе устройства. Важнейшими показателями электромеханического устройства являются надежность и долговечность. Эти показатели можно обеспечить путем создания конструкций электромеханических устройств, в которых кинематические связи, там где это возможно, заменялись бы электрическими, гидравлическими, пневматическими и другими, при использовании которых износ деталей почти не влияет на точность работы устройства; создания и применения новых материалов и более рационального сочетания их в деталях и различных узлах; применения прогрессивной технологии; научной организации проектирования и производства.

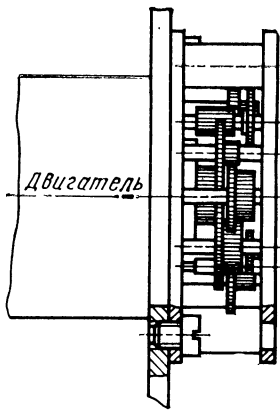
Необходимо отметить, что применение прогрессивной технологии изготовления электромеханических устройств имеет особое значение. Известно, что одним из основных факторов, определяющим экономичность изготовления детали или узла, является их конструкция. Технологичной конструкции соответствует экономичный технологический процесс. Конструкция, изготовление которой в соответствии с требуемыми эксплуатационными качествами (при данном объеме и условиях производства) может быть осуществлено методами высокопроизводительной технологии при минимальной трудоемкости и стоимости производства, называется технологичной конструкцией.

Существенным недостатком электромеханических устройств приборов по сравнению с электронными является большая длительность их разработки и освоения, которая с момента начала проектирования и до начала серийного производства нередко составляет несколько лет [17].

Важнейшим средством сокращения сроков создания, освоения и производства новых электромеханических устройств и приборов в целом, а также снижения их себестоимости являются унификация и стандартизация деталей и узлов электромеханических устройств, проведенные на базе параметрических (типоразмерных) рядов, и нормализация всего комплекса технологического оборудования.

Методы конструирования. Ряд технических задач в приборах не может быть решен с помощью применения только электроники. Обычно это электромеханические устройства высокой точности, требующие надежной работы на протяжении длительного времени.

Рис. 5. Редуктор УРД



Длительное время при конструировании электромеханических устройств применяли метод разработки моноконструкций в зависимости от индивидуальных требований к прибору. В этом случае на базе единого корпуса оригинальной формы и размеров создавали электромеханическое устройство, не допускающее профилактического обслуживания и ремонта в процессе эксплуатации.

В настоящее время разрабатывают сложные приборы, в которых применяют высокоточные электромеханические устройства, требующие высоких показателей надежности в условиях различной среды, механических воздействий и

длительного срока хранения и эксплуатации. В условиях обеспечения требований комплексной миниатюризации габариты, масса и энергопотребление прибора ограничены, и приходится применять принципиально новые устройства и элементы, не отработанные и не проверенные. В процессе отработки и испытаний приборов схемы узлов часто меняют и дорабатывают. В связи с этим применение метода конструирования электромеханических устройств со сложной кинематической схемой на базе единого оригинального корпуса, т. е. метода создания моноконструкций, становится уже нецелесообразным, так как даже небольшое изменение кинематической схемы, как правило, приводит к полной переработке всего устройства. Кроме того, цикл разработки и изготовления электромеханических устройств более трудоемкий и длительный, чем электронных устройств, что при конструировании электромеханических устройств методом моноконструкций отрицательно сказывается на качестве и общих сроках разработки и внедрения в серийное производство новых приборов.

Прогрессивным методом конструирования малогабаритных механических устройств является создание ряда универсальных малогабаритных редукторов с гаммой передаточных отношений, получаемых в одном корпусе изменением набора трибок и зубчатых колес. Универсальные редукторы разработаны для серии двухфазных индукционных двигателей типа ДИД и двигателей-генераторов типа ДГ. Для работы в следящих системах авиационных приборов разработаны малогабаритные универсальные редукторы типов УРД (рис. 5), РБ (рис. 6) и РЦ (рис. 7). Редукторы выполнены в виде сменных редукторных головок к двигателям ДИД и ДГ. Наиболее широкое применение в приборостроении нашли малогабаритные универсальные редукторы с центральным выходом типа РЦ. Редуктор типа РЦ компактен и хорошо вписывается в габариты соединяемого с ним электродвигателя. Радиальное расположение осей трибок и зубчатых колес упрощает изготовление и повышает точность такого редуктора.

Однако перечисленные редукторы обладают рядом недостатков, из которых наиболее существенными являются большой угловой люфт выходной оси ($1,5-2,5^\circ$), сравнительно малый предельно

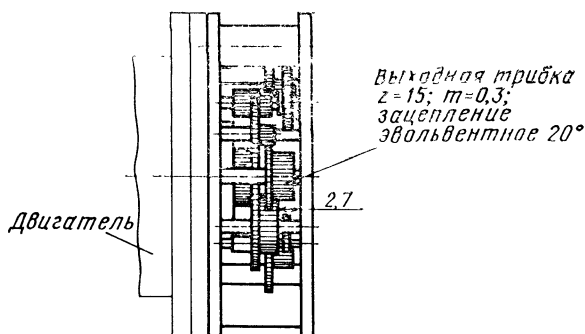


Рис. 6. Редуктор РБ

допустимый момент на выходной оси (1—2 Н·см), низкая надежность и небольшой срок службы. Основные технические характеристики универсальных редукторов приведены в табл. 1. Несмотря на отмеченные недостатки, малогабаритные универсальные редукторы явились первыми типовыми механическими узлами, которые затем были унифицированы.

Опыт приборостроителей ГДР в области разработки и применения функционально законченных электромеханических узлов с типовыми присоединительными размерами накоплен фирмой «Цейс Йена». Разработанные фирмой конструктивные электромеханические узлы говорят о стремлении приборостроителей ГДР проводить широкую типизацию и унификацию узлов и элементов автоматики и измерительной техники. Наиболее характерными электромеханическими узлами фирмы «Цейс Йена» являются: электромагнитная муфта «Маки» (рис. 8), прецизионные потенциометры «Геро» и Геро 40PZ, электромагнитная муфта «Relag» (рис. 9). Фирма «Цейс Йена» предлагает принцип агрегатирования (Baukastenprinzip) для конструирования электромеханических устройств приборов,

Рис 7. Редуктор РЦ

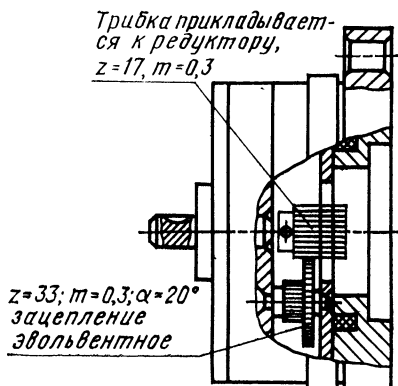


Таблица 1

Параметры	Редукторы					
	с боковым выходом		с центральным выходом			
	УРД-2- <i>i</i>	РБ2- <i>i</i>	РЦ1- <i>i</i>	РЦ2- <i>i</i>	РЦ3- <i>i</i>	
Диапазон передаточных чисел	50—8000	100—470000	200—49000	200—99000	200—102000	
Средняя величина ступени диапазона передаточных чисел (%)	15	10	12	14	15	
Количество передаточных чисел	36	87	48	43	41	
Напряжение трогания (В) двигателя с редуктором при температурах окружающей среды	+20°C;	0,5	0,5	0,5	0,5	
	+50°C					
	+100°C					
	—60°C	2	2	2	2	2
Наибольший угловой люфт выходной оси (градус) в диапазоне передаточных чисел	От 50 до 100	4,5	—	—	—	
	От 100 до 200	2,5	2,5	—	—	
	От 200 до 100 000		2,0	1,5	1,0	1,0
Предельно допустимые моменты на вале или выходной шестерне редуктора (Н·м) в режимах слежения при редукциях <i>i</i>	<i>i</i> до 1000	0,1 <i>i</i>		0,2 <i>i</i>	0,5 <i>i</i>	1,0 <i>i</i>
	<i>i</i> =1000 и выше	1		2	5	10
Предельно допустимое передаточное число, при котором возможна постановка на выходе упругого упора	600		1000			
Механическая прочность (диапазон частот вибрации, перегрузки)	При сигналах до 10 25—80 Гц при перегрузке 2,3g 10—200 Гц при перегрузках 1,6—5 g					
Линейные перегрузки	8 g					
Ударные перегрузки	4 g с частотой 40—100 уд/мин					
Диапазон рабочих температур	От —60°C до +50°C		От —60°C до +100°C			
Срок службы (в ч), из них в режиме слежения с периодом 4 мин с амплитудой до 2В—90% времени и с амплитудой 30В—10%	250	500	1000			
Масса, г	25	30	40	70	150	

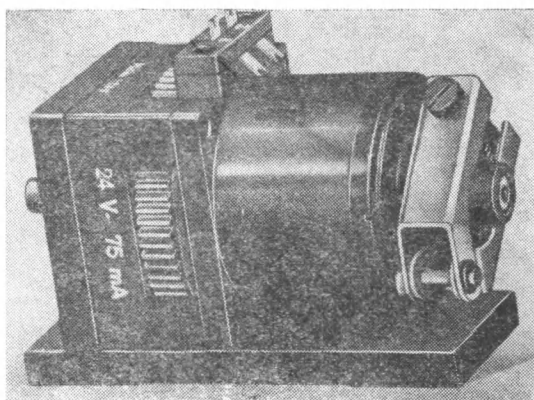


Рис. 8. Электромагнитная муфта «Маки»

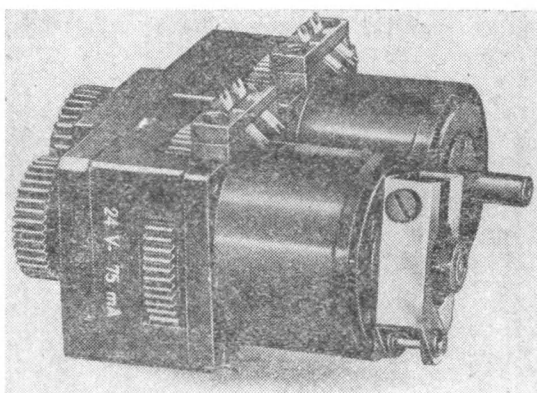


Рис. 9. Электромагнитная муфта «Relag»

который заключается в создании различных устройств из расчлененных конструктивных типовых электромеханических узлов и деталей. Так, например, электромагнитная муфта типа «Relag» практически состоит из двух электромагнитных муфт типа «Маки», соединенных общей платой. Различные варианты компоновок и корпусов при конструировании приборов точной механики рассмотрены в работе [31]. На рис. 10 показаны принципы компоновки электромеханических узлов на общей плате *С*. При этой компоновке оси *А* и *В* должны быть соосны и отстоять на одинаковом расстоянии от плоскости *С*, а сама поверхность должна быть плоскостью. Соединение электромеханических узлов с помощью

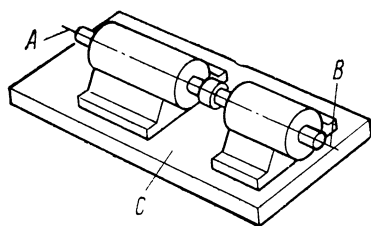


Рис. 10. Принцип компоновки узлов на общей плате

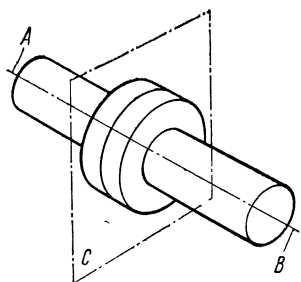


Рис. 11. Соединение узлов с помощью фланца

фланцев изображено на рис. 11; оси A и B в этом случае должны быть перпендикулярны плоскости C . Тип компоновки, показанный на рис. 10, обеспечивает жесткую конструкцию собранного из электромеханических узлов устройства. При этом возможны перекосы осей A и B из-за невозможности соблюдения одинаковых расстояний от плоскости узла до его оси. Вариант компоновки, показанный на рис. 11, наоборот, дает точную сборку и менее

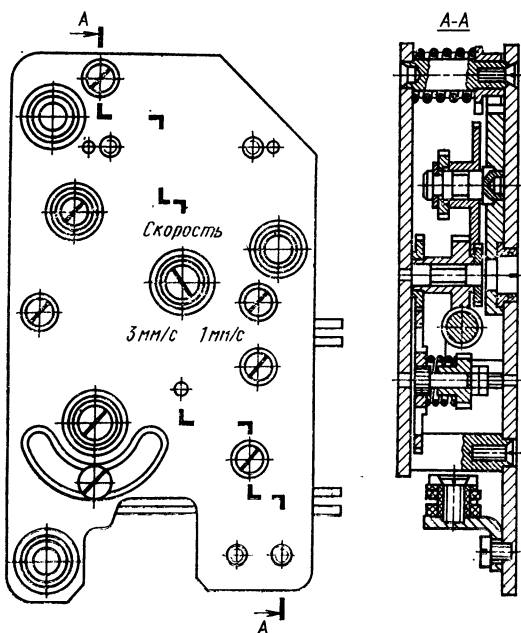


Рис. 12. Редуктор межплатной конструкции

жесткую конструкцию собранного устройства. Прогрессивным направлением в области конструирования электромеханических и механических узлов и устройств является принцип межплатного конструирования (рис. 12). В этом случае конструкция электромеханического устройства состоит, как правило, из двух плат, соединенных между собой колонками, между которыми располагаются все подвижные детали устройства, т. е. его кинематическая часть [22]. В межплатных конструкциях широко применяется унификация деталей (зубчатых колес, трибок, осей, втулок, кулачков и др.), входящих в кинематическую схему электромеханического устройства.

Основным недостатком указанных унифицированных узлов и деталей является то, что они разработаны и сконструированы без использования и применения параметрических и типоразмерных рядов и, как следствие, не имеют однотипных присоединительных размеров и габаритов. Эти унифицированные функциональные узлы и детали не позволяют применять базовый метод конструирования (принцип агрегатирования) сложных электромеханических устройств.

Таким образом, можно констатировать, что базовый (функционально-узловой) метод конструирования электромеханических устройств наряду с электронными стал основным методом конструирования современных приборов. Однако конструирование электромеханических устройств приборов функционально-узловым методом без применения теоретических предпосылок стандартизации и использования параметрических и типоразмерных рядов дает только часть преимуществ по сравнению с методом моноконструкций [17].

3. РАЗМЕРНАЯ И ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ — ОСНОВА БАЗОВОГО МЕТОДА КОНСТРУИРОВАНИЯ

Базовый метод конструирования приборов и их составных частей (электронных и электромеханических устройств) невозможен без высокого уровня схемной и конструкторской унификации, размерной и функциональной взаимозаменяемости. Базой взаимозаменяемости является стандартизация, основные цели которой установлены в ГОСТ 1.0—68 «Государственная система стандартизации. Основные положения». Предполагается, что читателю уже известны этот и другие стандарты, а также определяющие понятия, относящиеся к унификации и стандартизации.

Разновидностями стандартизации являются [2, 12] ограничение (симплификация), типизация, агрегатирование, унификация.

Метод ограничения. Применение метода ограничения сохраняет определенный ряд существующих объектов рассматриваемой совокупности и резко сокращает общее число типов. При этом в объекты ограничения могут включаться не только стандартные, но и нестандартные изделия. Частным случаем применения рассматриваемого метода является ограничение номенклатуры покупных изделий, используемых для создания сложных приборов. Проведение ограничения возможно на любом уровне. На первый взгляд, любые ограничения приводят к уменьшению степени свободы разработчиков схем и конструкций. Однако рациональное ограничение не ухудшает качества разрабатываемого изделия, а, повышая степень унифика-

ции, уменьшает номенклатуру используемых материалов, полуфабрикатов, комплектующих изделий, тем самым повышает эффективность производства. При этом одновременно уменьшаются номенклатура и количество запасных частей и принадлежностей, т. е. снижается стоимость изделия, облегчается его эксплуатация.

Метод типизации обеспечивает сохраняемость только некоторых объектов из возможной совокупности. Другими словами, этот метод распространяется на малое число объектов большого числа функций. Типизация получила широкое распространение в промышленности как для стандартизации типовых изделий общего назначения, так и для стандартизации типовых технологических процессов и испытаний.

Создание руководящих технических материалов (РТМ), устанавливающих порядок проведения каких-либо работ, расчетов, испытаний и т. п., является весьма распространенным примером типизации в технике. Применение метода типизации в приборостроении связано с унификацией изделий и последующей их стандартизацией, например, корпусов полупроводниковых приборов, интегральных микросхем, больших интегральных микросхем и микросборок.

Агрегатирование является дальнейшим развитием метода унификации и состоит в том, что выделяются и конструктивно оформляются общие узлы, пригодные для использования в различных изделиях и устройствах в виде функционально и конструктивно законченных узлов, производство которых может быть специализировано и централизовано. В нашей стране агрегатирование нашло широкое применение не только в машиностроении, но и в приборостроении, где используется базовый метод конструирования приборов. Унифицированные модули, микромодули, интегральные микросхемы, большие интегральные микросхемы, микросборки и функциональные узлы, применяемые при базовом методе, образуют унифицированные функциональные устройства. Ряды этих функциональных устройств имеют строго нормированные, одинаковые или кратные присоединительные размеры и электрические параметры, что позволяет создавать большое число составных частей приборов различного функционального назначения. Эти унифицированные функциональные устройства аналогичны агрегатам в машиностроении.

Унификация — основной метод стандартизации, направленный на рациональное сокращение номенклатуры создаваемых и используемых объектов и, следовательно, на повышение их серийности и снижение трудоемкости производства. Унифицированные изделия имеют наиболее высокое качество. Уменьшение числа типоразмеров проектируемых и изготавливаемых изделий позволяет применить более производительное оборудование, прогрессивную технологию и рациональную организацию производства, что и обеспечивает снижение затрат.

Рассматривая методы стандартизации, можно сделать следующие выводы. Все методы стандартизации ведут к сокращению номенклатуры объектов. При этом ограничение и агрегатирование стандартизуют изделия с частными функциями, а типизация и унификация — изделия широкого применения. К одним и тем же объектам может быть применен каждый из указанных методов стандартизации дифференцированно или совокупно. Все методы стандартизации могут распространяться как на стандартные, так и на нестандартные изделия. Применение этих методов к каким-либо изделиям не означает, что осуществлена их стандартизация, это может рассматр-

ваться как необходимый подготовительный этап для последующей их стандартизации (разработки, согласования и утверждения стандарта). Только введение стандартов соответствующих категорий может ограничить использование других изделий, не вошедших в число охваченных указанными методами. Стандартизация сокращает число изделий и улучшает их качество.

Основой для разработки унифицированных функциональных устройств (агрегатов) приборов являются параметрические (типоразмерные) ряды. Параметрическим рядом называется упорядоченная последовательность числовых значений одного или нескольких параметров изделия. Под параметрами понимают технические и эксплуатационные характеристики изделия. Основные, определяющие характеристики изделия являются главными параметрами. Изделия, которые характеризуются одним главным параметром, называют однопараметрическими, двумя и более, — многопараметрическими. Параметрический ряд, который характеризуется упорядоченной последовательностью числовых значений геометрических размеров, изделия, является типоразмерным.

Оптимизация параметрических (типоразмерных) рядов имеет большое народнохозяйственное значение.

Оптимально выбранные параметрические ряды позволяют при наименьших общих затратах удовлетворять потребности народного хозяйства в изделиях, значительно ускорять процесс внедрения новой техники, сокращать сроки проектирования и изготовления изделий, увеличивать серийность производства и устранять излишнее многообразие изделий, т. е. повышать эффективность изделий в целом [18].

ГЛАВА 2

СИСТЕМА ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ

1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ

В настоящее время разработка и конструирование современных приборов ведутся базовым (функционально-узловым) методом конструирования [18]. В отличие от метода моноконструкций базовый метод предусматривает создание приборов из функционально законченных устройств (модулей, узлов, блоков) однотипных по габаритам и присоединительным размерам. Из унифицированных модулей собирают на стандартных платах функциональные узлы. В те или иные функциональные узлы входят модули с известными параметрами, всесторонне испытанные и проверенные на надежность. Из узлов собирают блоки и приборы. При конструировании предусматривается возможность обеспечения наибольшей компактности и надежности сложных приборов.

Одним из узких мест в разработке и конструировании приборов до последнего времени была механическая и электромеханическая часть этих приборов. В отдельных случаях там, где это было технически возможно, сложные электромеханические устройства заменяли электронными. Так, вместо сложных электромеханических коммутаторов с ненадежной скользящей контактно-щеточной систе-

мой были применены электронные матричные коммутаторы и т. д. Однако, несмотря на это, электромеханические устройства составляют еще 15—20% от общего числа узлов приборов.

Известно, что разработка механических и электромеханических устройств приборов методом моноконструкций сопряжена с многочисленными трудностями и имеет ряд недостатков, в том числе невысокую надежность создаваемых конструкций, значительное, по сравнению с электронными узлами, время разработки, конструирования и внедрения в серийное производство, ограниченные возможности унификации, большой объем конструкторской документации, сложность внесения изменений в электрическую и кинематическую схемы без переработки конструкции устройства в целом, значительную стоимость разрабатываемых и изготавливаемых конструкций.

Предложенная автором книги система электромеханических модулей [14, 17, 27] распространяет функционально-узловой метод конструирования на электромеханическую часть приборов (в основном кинематического назначения).

В основу системы электромеханических модулей и выбора их оптимального типоразмерного ряда были положены следующие исходные теоретические и практические предпосылки: теория механизмов и машин; базовый (функционально-узловой) метод конструирования; типовые размеры электромеханических устройств приборов, рассчитанные исходя из оптимальных параметрических (типоразмерных) рядов; электрические и кинематические схемы приборов; предпочтительные ряды чисел и нормальные линейные размеры; покупные и комплектующие изделия электромеханических устройств, применяемые в приборах; классификация электромеханических устройств приборов.

Разработанная система состоит из электромеханических модулей с типовыми геометрическими размерами, выбранными в основном по ряду $R40$ предпочтительных чисел, что позволяет конструировать электромеханическую часть приборов из конструктивно-типовых и функционально законченных электромеханических узлов [а. с. 172886 (СССР)].

Электромеханические модули представляют собой функциональные электромеханические узлы, помещенные в однотипные корпуса, имеющие одинаковые присоединительные размеры. В сочетании с соединительными муфтами и стаканами эти модули дают возможность проектировать плоский механизм, габаритные размеры которого ограничены по высоте типовыми размерами приборов. Корпуса электромеханических модулей выполнены в основном в виде тела вращения (рис. 13) и параллелепипеда (рис. 14). Все электромеханические модули могут соединяться между собой по торцовым поверхностям, а модули в виде параллелепипеда, кроме того, еще и по боковым поверхностям (рис. 15). Соединение электромеханических модулей по торцовым поверхностям осуществляется при помощи посадочного пояса диаметром $26H6$ и соединительного стакана, который имеет установочный диаметр $26H7$. На торцовых поверхностях электромеханических модулей имеются шпильки, к которым гайками крепят соединительный стакан. Соединение электромеханических модулей по боковым поверхностям производится с помощью паза одного модуля и выступа сочленяемого с ним другого модуля. Соединенные по боковым поверхностям модули скрепляют винтами и гайками через четыре отверстия диаметром 2,4 мм,

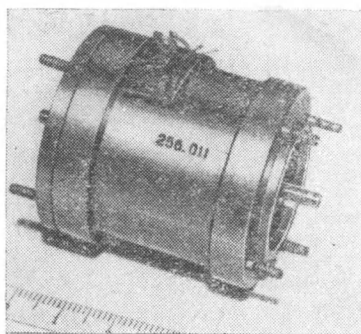


Рис. 13. Модуль в виде тела вращения

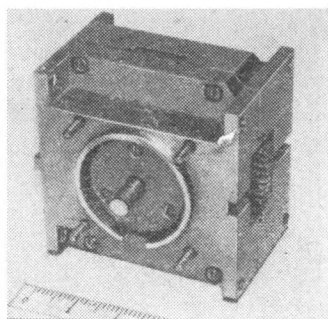


Рис. 14. Модуль в виде параллелепипеда

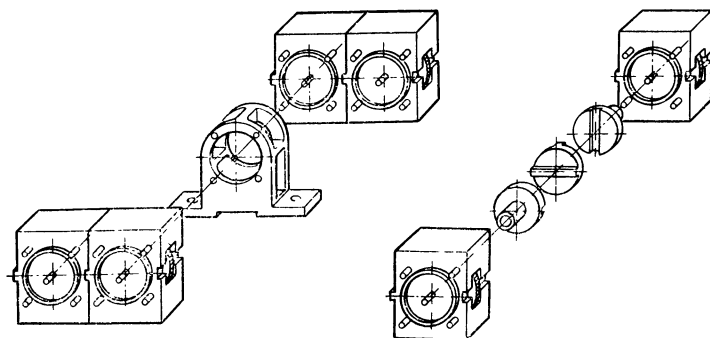
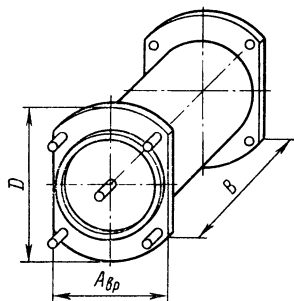
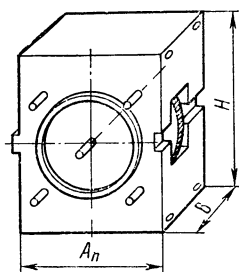


Рис. 15. Габариты и элементы соединения электромеханических модулей

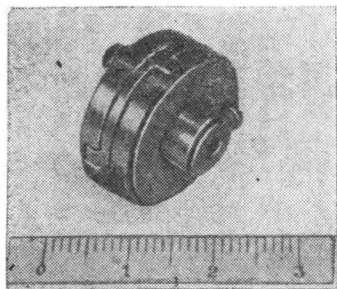


Рис. 16. Муфта соединительная

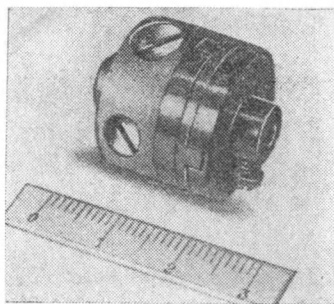


Рис. 17. Муфта согласования

расположенные на боковых поверхностях модулей. Такое соединение позволяет предотвратить боковое смещение модулей, что имеет большое значение при соединении зубчатых колес и дифференциалов, поскольку боковое смещение центров обоих модулей приводит к изменению межцентрового расстояния.

Соединение осей электромеханических модулей между собой производится при помощи муфт двух типов — соединительной (рис. 16) или согласования (рис. 17). Соединительная крестовая муфта служит для передачи вращающего момента, а посредством муфты согласования, кроме того, можно осуществить регулировку взаимного положения осей двух соединяемых модулей по углу. Достигается это благодаря тому, что подвижная часть крестовой муфты согласования выполнена в виде червячной пары (см. рис. 38). Соединение осей электромеханических модулей муфтой согласования дает возможность производить кинематическое согласование различных модулей собираемого электромеханического устройства, не разбирая его.

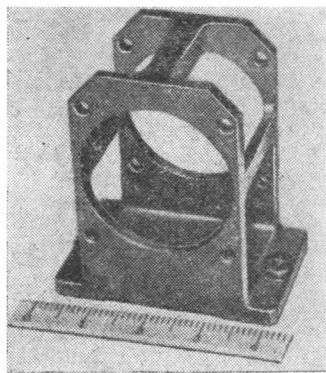


Рис. 18. Соединительный стакан

Собранные из модулей узлы крепят на платах через отверстия в «лапках» соединительных стаканов (рис. 18), имеющих расстояние $h = 25 \pm 0,045$ мм от плоскости крепления до центра посадочного диаметра $26 \frac{H7}{h6}$.

В разрабатываемых электромеханических устройствах применяют большое число комплектующих изделий (двигатели, потенциометры, вращающиеся трансформаторы, сельсинны, датчики и др.). Чтобы эти изделия можно было соединять с электромеха-

ническими модулями, в системе предусмотрены переходные стаканы, внутренняя поверхность которых выполнена в соответствии с наружной поверхностью комплектующего изделия, а торцовая аналогична торцу электромеханического модуля (центровочный поясок диаметром $26\ h/6$ и соединительные шпильки). Таким образом, переходные стаканы превращают комплектующие изделия в узлы с модульными присоединительными размерами.

Все электромеханические модули имеют длину B от 15 до 50 мм (с кратностью 5 мм), что позволяет устанавливать электромеханические устройства, собранные из модулей, на общей плате с заранее полученными присоединительными резьбовыми отверстиями, выполненными с шагом $t=10$ мм. Можно рекомендовать следующие геометрические размеры (в миллиметрах) и соотношения для конструктивного построения ряда электромеханических модулей (рис. 19): $A_n=36$ и 44 ; $A_n=42$; $B=5_n$, где $n=3, 4, 5, \dots, 10$; $M=48$; $D=48$; $L=B+16$; $h=25$.

Здесь A_n — ширина модуля типа параллелепипеда; A_n — максимальная ширина модуля типа тела вращения; B — длина модуля по торцовым поверхностям; H — максимальная высота модуля; D — максимальный диаметр модуля; L — габаритная длина модуля; h — расстояние от плоскости крепления до центра модуля для соединительных стаканов.

Базовый (функционально-узловой) метод конструирования электромеханических устройств с помощью электромеханических модулей дает следующие преимущества: повышает надежность устройств и прибора в целом; сокращает сроки разработки приборов; упрощает конструирование электромеханических устройств; сокращает объем оригинальной конструкторской документации; упрощает и ускоряет макетирование и лабораторную настройку; повышает производительность труда работников, занимающихся разработкой, производством и эксплуатацией приборов; значительно снижает затраты на разработку, изготовление и эксплуатацию приборов; упрощает и ускоряет доработку и внесение изменений в конструкцию и конструкторскую документацию электромеханических устройств.

2. КЛАССИФИКАЦИЯ, КОНСТРУКЦИИ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ

Исходя из функционального назначения (см. п. 2 гл. 1) все разработанные электромеханические модули подразделяются на четыре группы (по видам входного воздействия и видам выходного сигнала).

Первая группа — электромеханические модули, имеющие на входе электрический сигнал и на выходе пространственное перемещение. К этой группе относятся: 1) электродвигатели с трибкой; 2) электромагнитные муфты.

Вторая группа — электромеханические модули, имеющие на входе пространственное перемещение и на выходе электрический сигнал. К этой группе относятся командные механизмы.

Третья группа — электромеханические модули, имеющие на входе и выходе пространственное перемещение. К этой группе относятся: 1) зубчатые передачи; 2) ограничительные механизмы; 3) соединительные муфты.

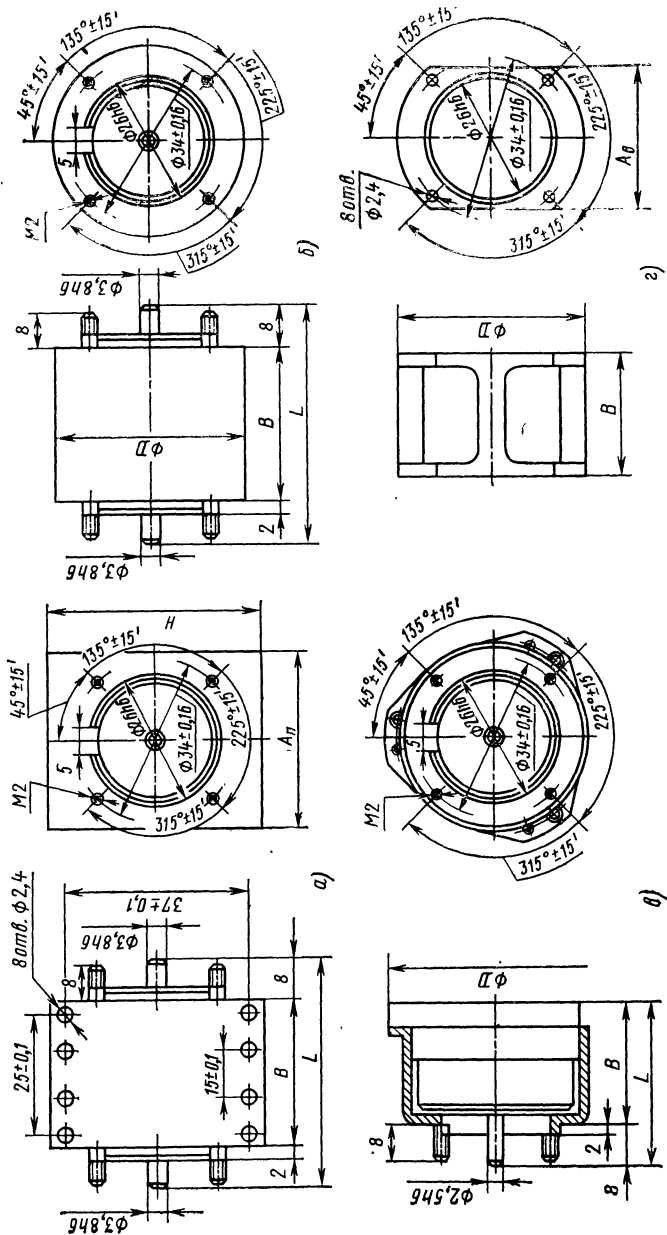


Рис. 19. Типоразмеры электромеханических модулей:
 а — модуль с торцовым и боковым соединениями; б — модуль с торцовым соединением;
 а — соединительный стакан под универсальный редуктор; б — соединительный стакан

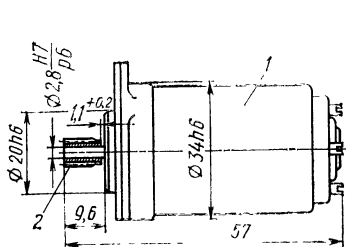


Рис. 20. Двигатель ДИД-1 с трибкой:

1 — двигатель ДИД-1; 2 — трибка ($m=0,3$; $z=17$)

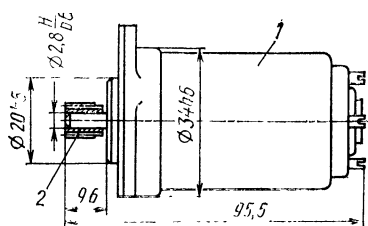


Рис. 21. Двигатель ДГ-2 с трибкой:

1 — двигатель ДГ-2; 2 — трибка ($m=0,3$; $z=17$)

Четвертая группа — установочные элементы. К этой группе относятся: 1) стаканы; 2) подогреватели.

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ С ТРИБКОЙ

Двухфазный индукционный теплостойкий электродвигатель ДИД-1 с трибкой предназначен для работы в качестве реверсивного малоинерционного привода (рис. 20).

Основные технические данные: напряжение питания — двигатель должен безотказно работать при питании обмотки возбуждения переменным током $36 \text{ В} \pm 10\%$, частотой $400 \text{ Гц} \pm 2\%$, и при питании обмотки управления двигателя переменным током напряжением до 30 В , частотой $400 \text{ Гц} \pm 2\%$ при сдвиге фаз между напряжением обмоток возбуждения и управления на 90° ; пусковой момент $16 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{см}$; частота вращения $18\,000 \text{ мин}^{-1}$; направление вращения вала двигателя — по часовой стрелке; масса $0,11 \text{ кг}$, гарантийный срок службы 250 ч .

Двухфазный индукционный теплостойкий двигатель-генератор ДГ-2 с трибкой предназначен для работы в качестве управляемого реверсивного привода с обратной скоростной связью (рис. 21).

Основные технические данные: напряжение питания — двигатель должен работать безотказно при питании обмотки возбуждения двигателя и генератора переменным током напряжением $36 \text{ В} \pm 10\%$, частотой $400 \text{ Гц} \pm 2\%$ и при питании обмотки управления двигателя переменным током напряжением до 30 В , частотой $400 \text{ Гц} \pm 2\%$ при сдвиге фаз между напряжением обмоток возбуждения и управления 90° ; пусковой момент $34 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{см}$; частота вращения $18\,000 \text{ мин}^{-1}$; направление вращения вала двигателя — по часовой стрелке; масса $0,26 \text{ кг}$; гарантийный срок службы 250 ч .

Электродвигатель постоянного тока ДПМ-25 с трибкой рассчитан на питание от любого источника постоянного тока, мощность которого обеспечивает прямой пуск двигателя, при этом напряжение на выводных концах двигателя при пуске должно быть не менее 24 В (рис. 22).

Основные технические данные: режим работы — повторно-кратковременный (30 мин работы, 5 мин перерыв); напряжение питания 27 В ; потребляемый ток $0,25 \text{ А}$; номинальный момент $50 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{см}$;

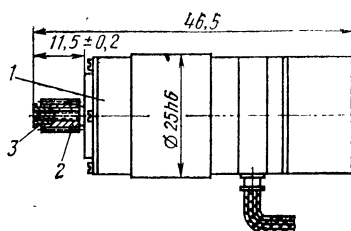


Рис. 22. Двигатель ДПМ-25 с трибкой:

1 — двигатель ДПМ-25; 2 — трибка ($m=0,3$; $z=17$); 3 — гайка

частота вращения 6000 мин⁻¹; направление вращения — левое (против часовой стрелки) со стороны выходного конца вала; двигатель может работать при правом направлении

вращения вала, стабильность частоты вращения вала при этом не нормируется; пусковой момент $180 \cdot 10^{-2}$ Н·см; масса 0,22 кг; гарантийный срок службы 150 ч.

ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ МУФТЫ

Электромагнитные муфты служат для соединения кинематических цепей и передачи вращающего момента от привода к исполнительному механизму.

Электромагнитная фрикционная муфта сцепления (рис. 23) представляет собой электромеханический модуль с вращающейся электромагнитной катушкой и плоским фрикционным устройством. Передача вращающего момента от привода к исполнительному механизму осуществляется при подаче напряжения на обмотку катушки за счет сил трения, возникающих между диском и корпусом катушки. При снятии напряжения с обмотки катушки цепь размыкается. Муфта имеет торцовый способ соединения с другими электромеханическими модулями.

Основные технические данные: рабочее напряжение $27 \text{ В} \pm 10\%$; сопротивление катушки $90 \text{ Ом} \pm 10\%$; время срабатывания (максимальное) 12 мс; время отпускания (максимальное) 6 мс; максимальный передаваемый момент 10 Н·см; статический момент трения

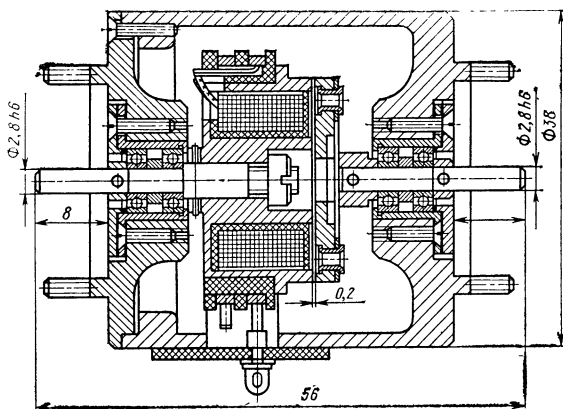


Рис. 23. Электромагнитная фрикционная муфта сцепления

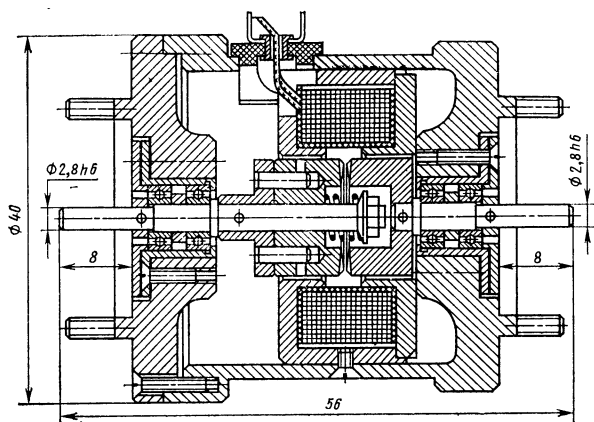


Рис. 24. Электромагнитная зубчатая муфта сцепления

гания $10 \cdot 10^{-2}$ Н·см; максимально допустимая частота вращения оси кулачком 200 мин^{-1} ; масса 140 г.

Электромагнитная муфта сцепления (рис. 24) представляет собой электромеханический модуль с неподвижной электромагнитной катушкой и конусным или зубчатым устройством сцепления. Передача вращающего момента от привода к исполнительному механизму осуществляется при подаче напряжения на обмотку катушки за счет сил трения во фрикционно-конусном или зубчатом сцеплении. При снятии напряжения с обмотки катушки кинематическая цепь размыкается. Муфта имеет торцовый способ соединения с другими электромеханическими модулями.

Основные технические данные: рабочее напряжение $27 \text{ В} \pm 10 \%$; сопротивление катушки $140 \text{ Ом} \pm 10 \%$; время срабатывания (максимальное) 12 мс; время отпущения (максимальное) 6 мс; максимальный передаваемый момент 5 Н·см; статический момент трогания $5 \cdot 10^{-2}$ Н·см; максимальная частота вращения 200 мин^{-1} ; масса 160 г.

Электромагнитная муфта расцепления представляет собой электромеханический модуль с неподвижной электромагнитной катушкой и плоским фрикционным устройством сцепления и расцепления. Передача вращающего момента осуществляется за счет сил трения пружинно-фрикционным устройством при отсутствии напряжения на обмотке катушки. При подаче напряжения на обмотку катушки кинематическая цепь разрывается и исполнительный механизм затормаживается.

Основные технические данные: рабочее напряжение $27 \text{ В} \pm 10 \%$; сопротивление катушки $2500 \text{ Ом} \pm 10 \%$; время отпущения (максимальное) 6 мс; время срабатывания 12 мс; максимальный передаваемый момент 3 Н·см; момент торможения 3 Н·см; статический момент трогания $5 \cdot 10^{-2}$ Н·см; максимальная частота вращения 200 мин^{-1} ; масса 120 г.

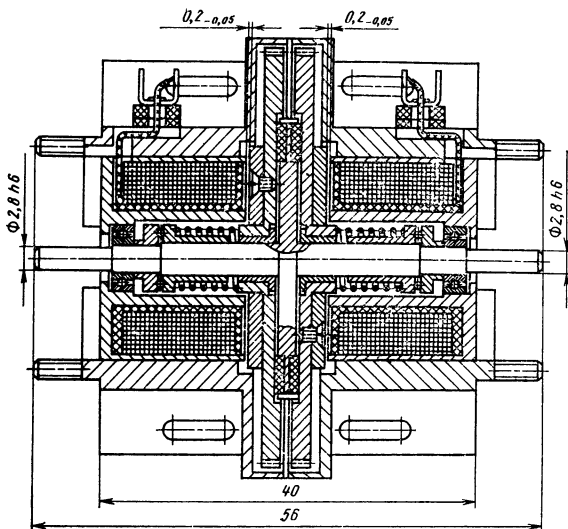


Рис. 25. Электромагнитная муфта переключения

Электромагнитная муфта переключения (рис. 25) представляет собой электромеханический модуль с двумя электромагнитными катушками, плоскими пружинно-фрикционными устройствами и двумя выходными зубчатыми колесами. Муфта передает вращающий момент через два зубчатых колеса на один или два исполнительных механизма при отсутствии напряжения на одной или двух обмотках и тормозит один или два исполнительных механизма при подаче напряжения на одну или сразу две обмотки катушек. Муфта соединяется с другими электромеханическими модулями торцовым и боковым способами.

Основные технические данные: рабочее напряжение $27 \text{ В} \pm 10\%$; сопротивление катушки $180 \text{ Ом} \pm 10\%$; время срабатывания (максимальное) 12 мс; время отпускания (максимальное) 6 мс; максимальный передаваемый момент $3 \text{ Н} \cdot \text{см}$; момент торможения $3 \text{ Н} \cdot \text{см}$; статический момент трогания $5 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{см}$; максимальная частота вращения 200 мин^{-1} ; модуль зубчатого колеса 0,5 мм; числа зубьев зубчатого колеса 72 и 88; масса 161 г.

КОМАНДНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Командные механизмы предназначены для получения различных электрических импульсов в зависимости от угла поворота оси данного модуля.

Программный механизм (рис. 26) представляет собой электро-механический модуль со специальным кулачковым устройством и микропереключателем МП-12. Получение различных по времени электрических импульсов достигается применением специального

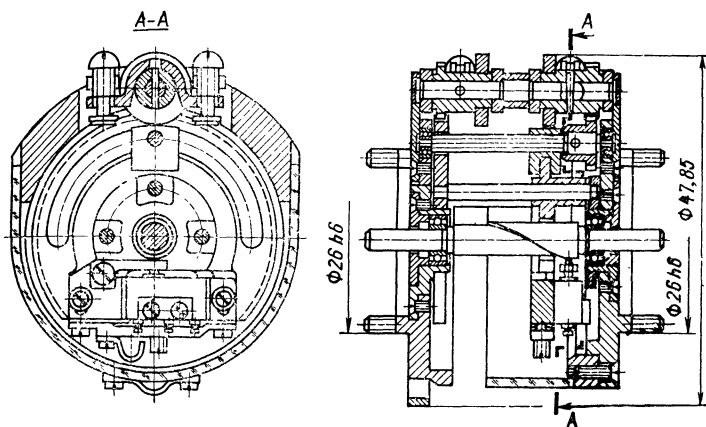


Рис. 26. Программный механизм

профильного кулачка и перемещением микропереключателя в двух направлениях: вдоль оси механизма и по углу вращения. Механизм соединяется с другими электромеханическими модулями по торцовым поверхностям.

Основные технические данные: максимальный передаваемый момент $5 \text{ Н} \cdot \text{см}$; статический момент трогания и замыкания микропереключателя $85 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{см}$; максимальная частота вращения оси кулачка 20 мин^{-1} ; угол замыкания микропереключателя МП-12 при продольном его перемещении от 0 до 360° ; погрешность угла замыкания и размыкания микропереключателя — не более 3° ; масса 95 г .

Механизм согласования (рис. 27) представляет собой электромеханический модуль с двумя профильными кулачками и двумя микропереключателями МП-12. Получение углового смещения электрических импульсов достигается перемещением по углу механизма подвижного микропереключателя МП-12 относительно неподвижного. Механизм соединяется с другими электромеханическими модулями торцовым способом.

Основные технические данные: максимальный передаваемый момент $5 \text{ Н} \cdot \text{см}$; статический момент трогания при замыкании одного микропереключателя $85 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{см}$; максимальная частота вращения оси кулачка 20 мин^{-1} ; угол замыкания микропереключателя 10° ; погрешность замыкания и размыкания контактов микропереключателя 3° ; масса 80 г .

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Цилиндрические зубчатые колеса в корпусе (рис. 28) представляют собой механические модули с торцовым и боковым соединением. Они служат в кинематической цепи промежуточными звеньями (соединителями, ответвителями, разветвителями) при передаче вращения от привода к исполнительным механизмам. Ци-

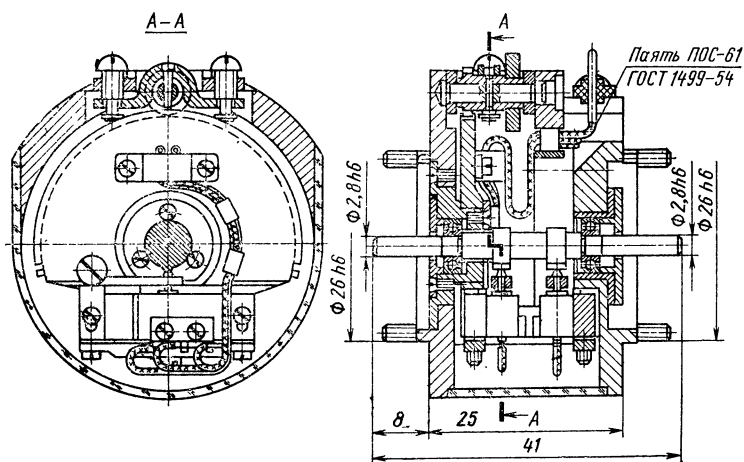


Рис. 27. Механизм согласования

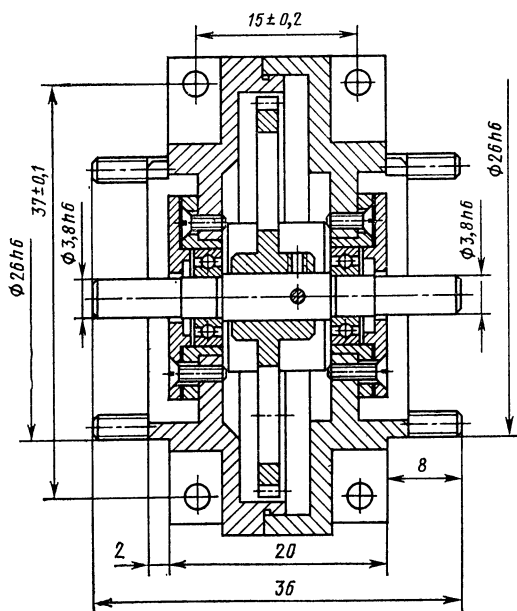


Рис. 28. Зубчатое колесо в корпусе

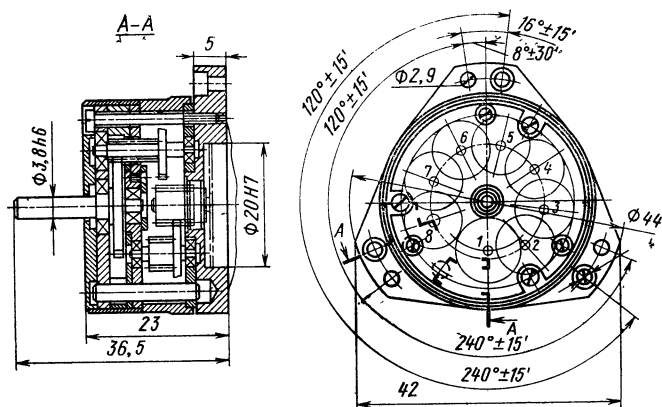


Рис. 29. Универсальный редуктор

линдрические зубчатые колеса разработаны двух типов — обычные и с малым значением угловой погрешности, которые в свою очередь, разделяются на зубчатые колеса с числом зубьев $z=72$ и $z=88$.

Основные технические данные: модуль колес $m=0,5$; максимальный передаваемый момент 5 Н·см; статический момент трогания $2 \cdot 10^{-2}$ Н·см; допускаемая угловая погрешность при передаче максимального момента для сочленения с колесом обычным $25'$, с малым значением угловой погрешности $4'$, масса 105 г.

Редукторы служат в кинематической цепи электромеханического устройства для изменения направления и частоты вращения при передаче движения от двигателя к исполнительному механизму с одновременным преобразованием мощности двигателя.

Универсальный редуктор для двигателей ДИД-1, ДИД-2, ДГ-1 и ДГ-2 выполнен в виде легкоъемной редукторной головки (рис. 29). Технологически в одном корпусе в зависимости от различных заранее заданных сочетаний трибок и зубчатых колес универсальный редуктор этого типа без дополнительной механической обработки позволяет получить 99 типов редукторов с передаточными числами i от 19,8 до 98014,618

Основные технические данные: модуль зубчатых колес и трибок $m=0,3$ мм; максимальный передаваемый момент 5 Н·см; статический момент трогания $1 \cdot 10^{-2}$ Н·см; максимальный мертвый ход на выходной оси при передаче максимального вращающего момента — не более 1° ; масса 76 г. Редуктор может соединяться с другими электромеханическими модулями через проходной стакан (см. рис. 43).

Универсальный редуктор имеет следующие конструктивные особенности: опоры всех осей и трибок выполнены на малогабаритных шарикоподшипниках класса А с посадочным диаметром внутреннего кольца 1 и 2 мм; внутреннее кольцо шарикоподшипника посажено на цапфу трибки с натягом 1—2 мкм; зубчатые колеса и трибки выполнены из коррозионно-стойкой стали с последующей светлой закалкой до твердости HRC 45—52; корпус редуктора выполнен

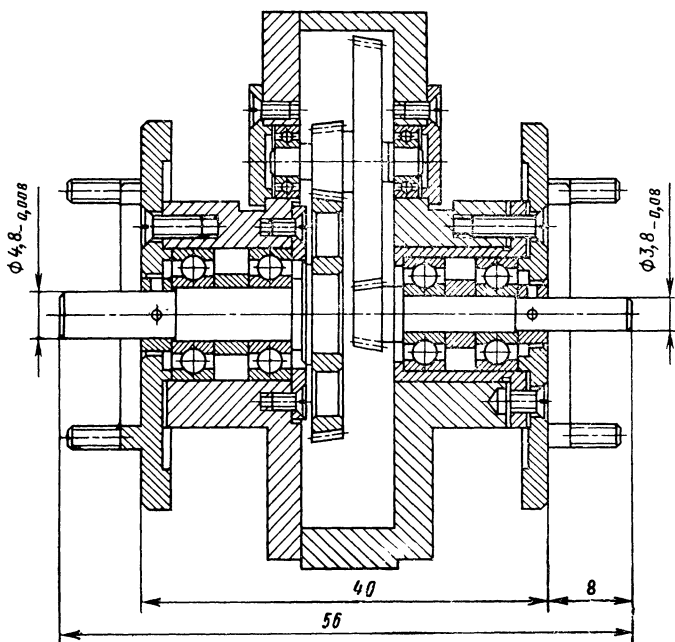


Рис. 30. Люфтовывирающий редуктор

из алюминиевого сплава; для смазки зубчатых колес, трибок и шарикоподшипников применена смазка ВНИИНП-286; для редукторов с передаточным числом $i \leq (M_{\text{max табл}}/M_{\text{ном.дв}}\eta)$ максимальный вращающий момент на выходной оси подсчитывается по формуле $M_{\text{max}} = M_{\text{ном.дв}}i\eta$, где $M_{\text{ном.дв}}$ — номинальный вращающий момент двигателя; i — передаточное число; η — КПД редуктора.

Универсальный редуктор допускает применение других типов двигателей, но в этом случае должны быть разработаны специальные переходные фланцы.

Редуктор с малым значением угловой погрешности представляет собой механический модуль с двумя парами эвольвентно-конических колес (рис. 30). В основном его применяют в кинематической цепи электромеханического устройства для уменьшения суммарного мертвого хода на выходном звене. В зубчатом зацеплении редуктора люфт выбирают перемещением с помощью набора прокладок подвижных эвольвентно-конических зубчатых колес вдоль их оси. С другими электромеханическими модулями редуктор соединяют торцовым способом.

Основные технические данные: модуль зубчатых колес 0,3 мм; максимальный передаваемый момент 10 Н·см; статический момент трогания $5 \cdot 10^{-2}$ Н·см; максимальная угловая погрешность при передаче максимального вращающего момента — не более 15'; масса 210 г.

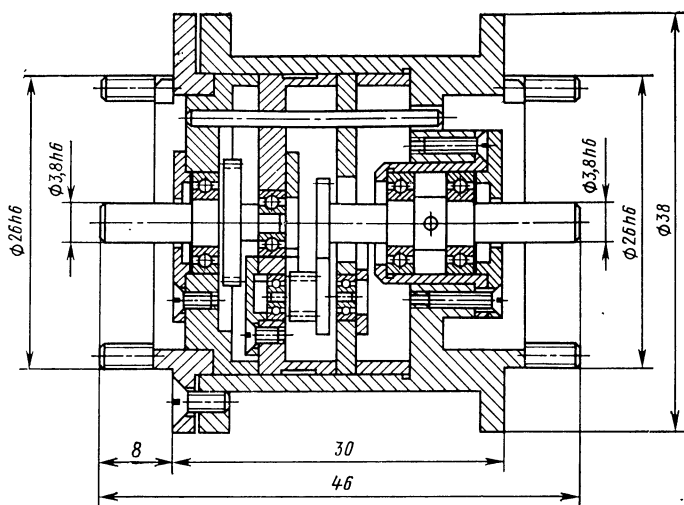


Рис. 31. Мультипликатор

Мультипликатор (рис. 31) предназначен для увеличения частоты вращения на заданном участке кинематической цепи. Конструктивно он представляет собой механический модуль, в котором в зависимости от различных заранее заданных сочетаний трибок и зубчатых колес можно получить 15 типов мультипликаторов с передаточными числами в пределах от 2,454 до 15,6. Мультипликатор имеет торцовый способ соединения с другими электромеханическими модулями.

Основные технические данные: модуль зубчатых колес и трибок 0,3 мм; максимальный передаваемый момент 5 Н·см; статический момент трогания $2 \cdot 10^{-2}$ Н·см; максимальная угловая погрешность при передаче максимального вращающего момента в зависимости от передаточного числа от $3^{\circ}27'$ до $10^{\circ}15'$; масса 48 г.

Приставка представляет собой механический модуль (рис. 32) с торцевым модульным соединением, состоящим из корпуса и трибки, вращающейся на двух шарикоподшипниках. Приставка служит для торцового соединения универсального редуктора с другими электромеханическими модулями.

Основные технические данные: модуль трибки 0,3 мм; число зубьев трибки 17; статический момент трогания $5 \cdot 10^{-3}$ Н·см; масса 21 г.

Дифференциал в корпусе (рис. 33) представляет собой механический модуль, служащий для механического сложения и вычитания угловых перемещений двух осей кинематической цепи электромеханического устройства. Цилиндрический дифференциал в корпусе имеет два типоразмера, определяемых выходным зубчатым колесом с числами зубьев $z=72$ и $z=88$. С другими электромеханическими модулями цилиндрический дифференциал в корпусе соединяется торцовым и боковым способами.

Основные технические данные: модуль зубчатых колес 0,5 мм; максимальный передаваемый момент 5 Н·см; статический момент

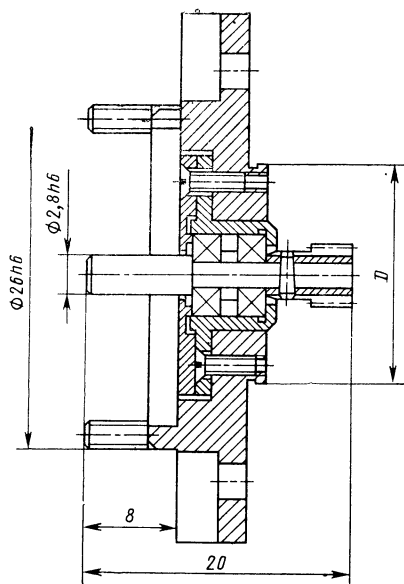


Рис. 32. Приставка

трогания $2 \cdot 10^{-2}$ Н·см; максимальная угловая погрешность при передаче максимального вращающего момента при заторможенном водиле $1^{\circ}40'$, при заторможенном зубчатом колесе $1^{\circ}20'$; масса 159 г.

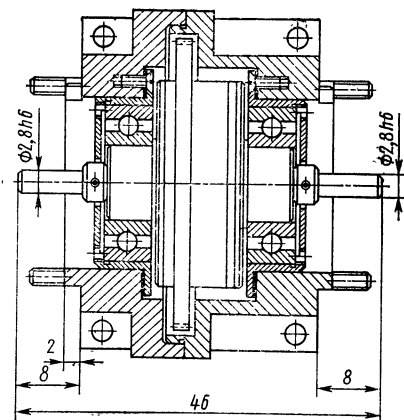


Рис. 33. Дифференциал в корпусе

ОГРАНИЧИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Ограничительные механизмы предназначены для установки углов поворота осей электромеханических устройств в кинематических цепях путем механической фиксации или размыкания электрической цепи схемы устройства.

Механизм возврата (рис. 34) представляет собой механический модуль с пружинным устройством. Он предназначен для ограничения вращения и возврата оси потенциометра ПТП или другого устройства в исходное или нулевое положение при снятии момента с оси механизма и механическом отсоединении его от оси привода. Возврат механизма осуществляется пружиной кручения. Механизм возврата соединяется с другими электромеханическими модулями только торцовым способом.

Основные технические данные: статический момент трогания $1,2 \text{ Н}\cdot\text{см}$; максимальный угол поворота оси $165^\circ \pm 5^\circ$; максимальный вращающий момент на оси при повороте на 165° составляет $3 \text{ Н}\cdot\text{см}$; масса 49 г .

Предохранительный механизм (рис. 35) служит для ограничения угла поворота оси кинематической цепи и представляет собой электромеханический модуль с кулачковым устройством и микропереключателем МП-12. Предохранительный механизм имеет торцовый способ соединения с другими электромеханическими модулями.

Основные технические данные: максимальный передаваемый момент $5 \text{ Н}\cdot\text{см}$; статический момент трогания $1 \text{ Н}\cdot\text{см}$; максимальная частота вращения оси кулачка 20 мин^{-1} ; масса 50 г .

СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

Соединительные муфты являются элементами в системе электромеханических модулей, предназначенными для соединения осей модулей между собой и передачи вращающего момента. Соединительные муфты, кроме того, служат для регулировки углового положения осей электромеханических модулей и исполнительных механизмов.

Поводковая соединительная муфта (рис. 36) предназначена для соединения осей электромеханических модулей.

Основные технические данные: максимальный передаваемый момент $2 \text{ Н}\cdot\text{см}$; угловая погрешность при максимальном моменте $2'$; кинематическая погрешность $2e/R$, где e — эксцентриситет соединяемых осей, R — радиус поводка; масса 5 г .

Крестовая (жесткая) соединительная муфта (рис. 37) предназначена для соединения осей электромеханических модулей.

Основные технические данные: максимальный передаваемый момент $10 \text{ Н}\cdot\text{см}$; угловая погрешность при максимальном моменте $4'$; максимально допустимое параллельное смещение соединяемых осей $0,8 \text{ мм}$; масса 20 г .

Крестовая (жесткая) муфта согласования (рис. 38) предназначена для соединения и согласования по углу осей электромеханических модулей.

Основные технические данные: максимальный передаваемый вращающий момент $10 \text{ Н}\cdot\text{см}$; угловая погрешность при максимальном моменте $4'$; максимально допустимое параллельное смещение соединяемых осей $0,8 \text{ мм}$; масса 35 г .

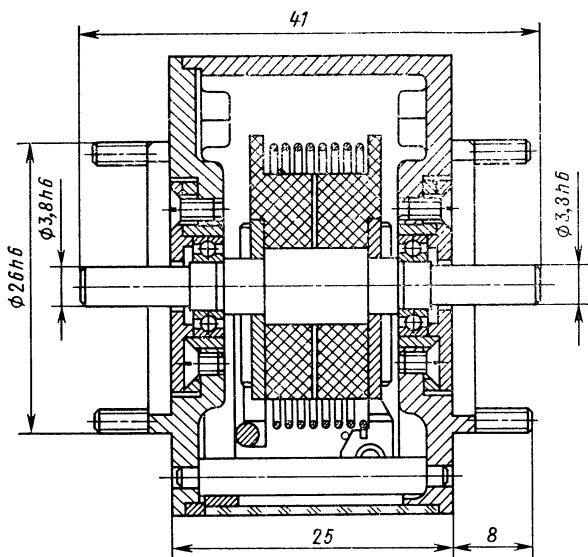


Рис. 34. Механизм возврата

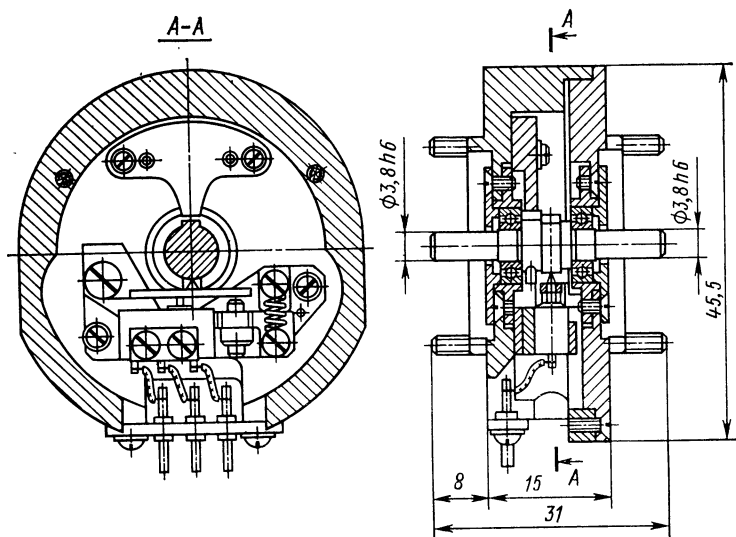


Рис. 35. Предохранительный механизм

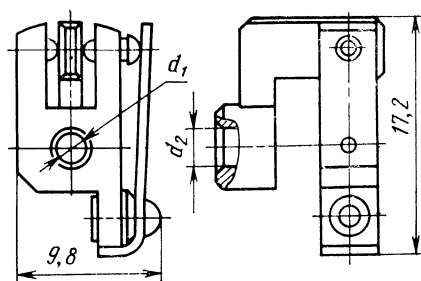


Рис. 36. Поводковая соединительная муфта

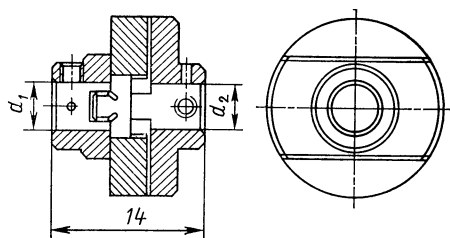


Рис. 37. Крестовая соединительная муфта

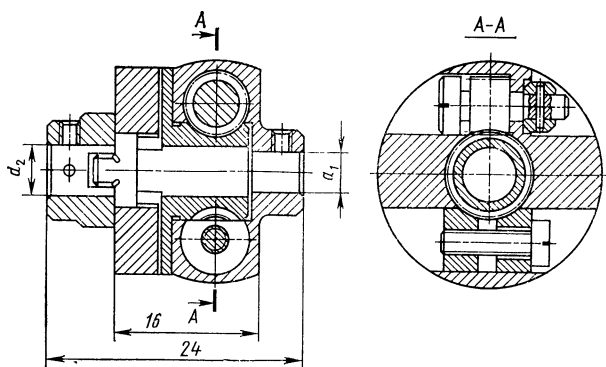


Рис. 38. Крестовая муфта согласования

Крестовая (упругая) соединительная муфта (рис. 39) предназначена для соединения осей электромеханических модулей.

Основные технические данные: максимальный передаваемый вращающий момент 2 Н·см; угловая погрешность при передаче максимального момента 4'; максимально допустимое параллельное смещение соединяемых осей 0,8 мм; масса 7 г.

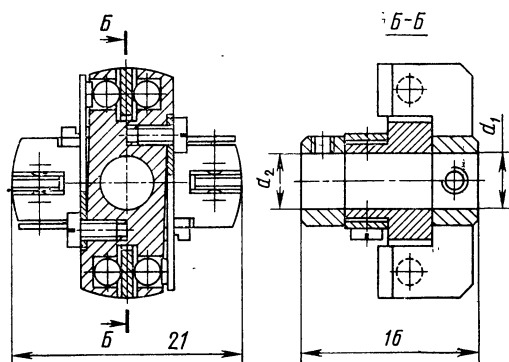


Рис. 39. Крестовая соединительная муфта

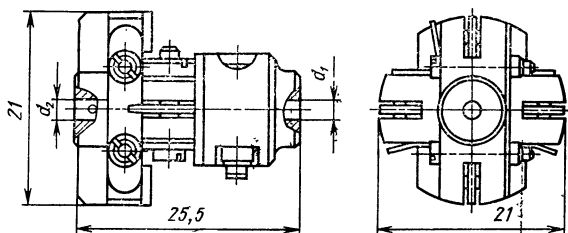


Рис. 40. Крестовая муфта согласования

Крестовая (упругая) муфта согласования (рис. 40) предназначена для соединения и согласования по углу осей электромеханических модулей.

Основные технические данные: максимальный передаваемый вращающий момент 2 Н·см; угловая погрешность при передаче максимального вращающего момента 2°; максимально допустимое смещение соединяемых осей 0,8 мм; масса 19 г.

СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ СТАКАНЫ

Стаканы в системе электромеханических модулей служат для соединения электромеханических модулей в электромеханические узлы, превращения комплектующих и оригинальных электромеханических узлов в узлы с модульным соединением и крепления собранных из электромеханических модулей узлов к плате прибора. В эту группу входят следующие механические модули:

Соединительный стакан (рис. 41), который предназначен для соединения электромеханических модулей между собой по торцовым поверхностям.

Соединительный стакан (рис. 42), который предназначен для соединения электромеханических модулей между собой по торцовым

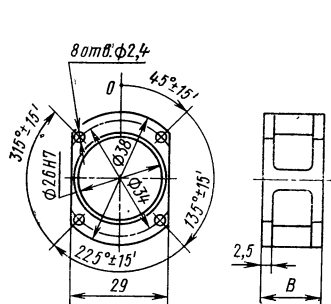


Рис. 41. Соединительный стакан

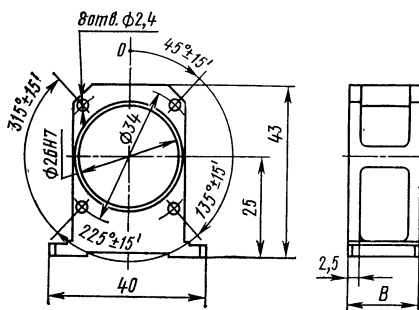


Рис. 42. Соединительный стакан

Рис. 43. Переходной стакан для универсального редуктора

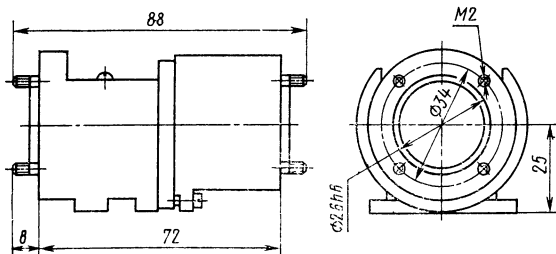
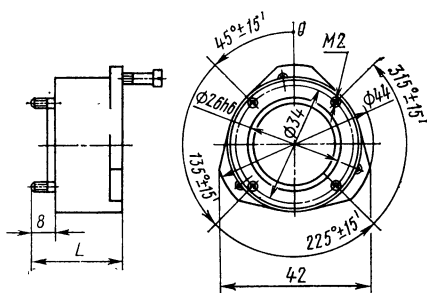


Рис. 44. Переходной стакан для трансформатора MBT

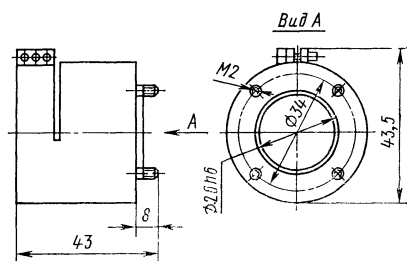


Рис. 45. Переходной стакан для сельсина СГСМ-1

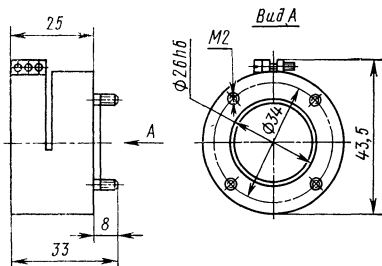


Рис. 46. Переходной стакан для сельсина СМСМ-1

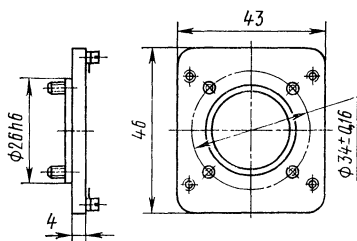


Рис. 47. Переходной стакан для потенциометра ПТП-1

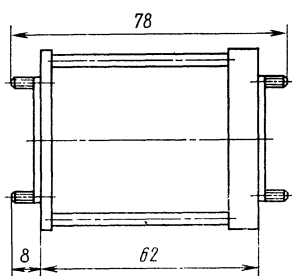
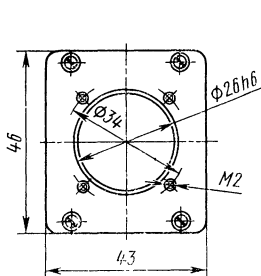
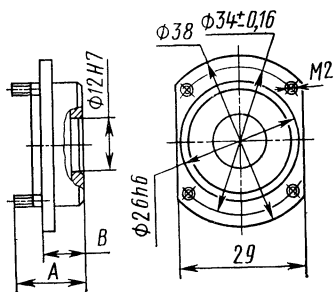


Рис. 48 Переходной стакан для потенциометра ПТП-2

Рис. 49. Переходной стакан для потенциометра ППМЛ-М



поверхностям и крепления собранных из этих модулей узлов к плате прибора.

Переходной стакан (рис. 43), который предназначен для получения из универсального редуктора узла с модульными присоединительными размерами.

Переходной стакан (рис. 44), который предназначен для получения из микровращающегося трансформатора (МВТ) узла с модульными присоединительными размерами.

Переходной стакан (рис. 45), который предназначен для получения из сельсина СГСМ-1 узла с модульными присоединительными размерами.

Переходной стакан (рис. 46), который предназначен для получения из сельсина СМСМ-1 узла с модульными присоединительными размерами.

Переходной стакан (рис. 47), который предназначен для получения из потенциометра ПТП-1 узла с модульными присоединительными размерами.

Переходной стакан (рис. 48), который предназначен для получения из потенциометра ПТП-2 узла с модульными присоединительными размерами.

Переходной стакан (рис. 49), который предназначен для получения из потенциометра ППМЛ-М узла с модульными присоединительными размерами.

ПОДОГРЕВАТЕЛИ

Электроподогреватель (рис. 50) предназначен для подогрева различных механизмов, собранных из электромеханических модулей,

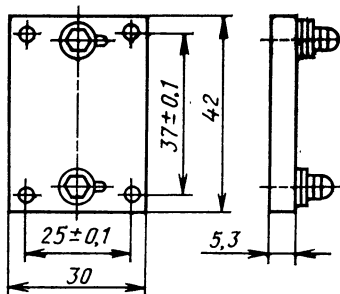


Рис. 50. Электроподогреватель

для обеспечения их безотказной работы в условиях низких температур. Электроподогреватель имеет только боковой способ крепления к модулям типа параллелепипеда.

Основные технические данные: рабочее напряжение $27 \text{ В} \pm 10 \%$; сопротивление спирали $62 \text{ Ом} \pm 5 \%$; потребляемая мощность $11,6 \text{ Вт}$; масса 15 г .

3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ ПРИБОРОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ

Разработанные система и ряд электромеханических модулей позволили внедрить базовый (функционально-узловой) метод проектирования электромеханических устройств приборов.

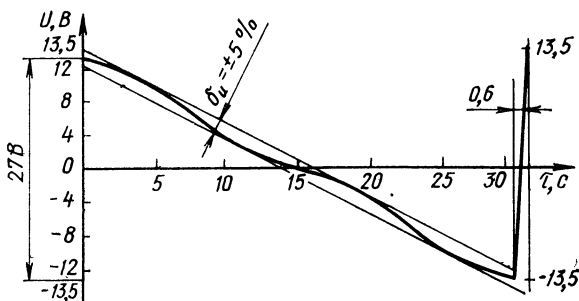


Рис. 51. Характеристика импульсов генератора пилообразного напряжения

В общем виде этот метод применительно к электромеханическим устройствам приборов заключается в следующем:

в соответствии с требованиями технического задания на электромеханическое устройство разрабатывается функциональная схема этого устройства;

на основании разработанной функциональной схемы и с помощью каталога «Электромеханические модули» составляется кинематическая схема устройства;

на основании составленной кинематической схемы и подобранных из каталога модулей вычерчивается упрощенный сборочный чертеж устройства;

сборочный чертеж устройства направляется в производство, где из имеющихся электромеханических модулей собирается и настраивается электромеханическое устройство.

В качестве иллюстрации применения системы электромеханических модулей при разработке электромеханических устройств приборов рассмотрим генератор пилообразного напряжения.

Генератор пилообразного напряжения. Основные требования, изложенные в техническом задании на генератор пилообразного напряжения, заключаются в том, что надо разработать малогабаритное электромеханическое устройство, вырабатывающее симметричное линейное пилообразное напряжение с амплитудами $U_{n1} = +13,5$ В и $U_{n2} = -13,5$ В, длительностью $\tau = 30 \pm 3$ с и нелинейностью выходного сигнала на нагрузке $R_n = 1000$ Ом, не превышающей $\pm 5\%$ при напряжении питания $27 \text{ В} \pm 1\%$ (рис. 51).

Выходной сигнал выдается дистанционно по команде «Пуск». По окончании действия сигнала срабатывает реле, электрическая цепь размыкается, и электромеханическое устройство возвращается в исходное положение.

Вначале разрабатывается функциональная схема генератора пилообразного напряжения (рис. 52), затем проводится расчет основных технических параметров. Для расчета основных технических параметров выбирают электродвигатель ДП-1-26ЦР-2К. Его параметры: частота вращения вала $n = 7000 \pm 280 \text{ мин}^{-1}$, $M_{дв} = 0,2 \text{ Н} \cdot \text{см}$.

Затем определяют необходимую частоту вращения оси потенциометра. Угол, занятый обмоткой в потенциометре ПТП, $\alpha =$

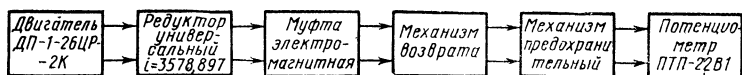


Рис. 52. Функциональная схема генератора пилообразного напряжения

$= 330^\circ \pm 1^\circ$. Необходимую частоту вращения оси потенциометра для обеспечения заданной длительности выходного сигнала ($\tau = 30 \pm 3$ с) рассчитывают по формуле $n = \frac{\alpha}{60\tau}$. Допустимые значения частоты подсчитывают по формулам

$$n_{\max} = \frac{\alpha_{\min}}{60\tau_{\min}}, \quad n_{\min} = \frac{\alpha_{\max}}{60\tau_{\max}},$$

отсюда а

$$n = \frac{330}{60 \cdot 30} = 1,834 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\max} = \frac{329}{60 \cdot 27} = 2,03 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\min} = \frac{331}{60 \cdot 33} = 1,67 \text{ мин}^{-1}.$$

Известна частота вращения вала двигателя ДП-1-26ЦР-2К ($n_{\text{дв}} = 7000 \pm 280 \text{ мин}^{-1}$), отсюда необходимое передаточное число редуктора

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n} = \frac{7000}{1,834} = 3820.$$

При этом крайние значения выходной скорости оси редуктора будут равны:

$$n_{\max} = \frac{n_{\text{дв max}}}{i} = \frac{7280}{3820} = 1,9 \text{ мин}^{-1}.$$

$$n_{\min} = \frac{n_{\text{дв min}}}{i} = \frac{6720}{3820} = 1,67 \text{ мин}^{-1}.$$

Предельные значения длительности выходного сигнала равны:

$$\tau_{\max} = \frac{\alpha_{\max}}{60n_{\min}} = \frac{331}{60 \cdot 1,67} = 33 \text{ с},$$

$$\tau_{\min} = \frac{\alpha_{\min}}{60n_{\max}} = \frac{329}{60 \cdot 1,9} = 28,8 \text{ с}.$$

Это удовлетворяет заданным требованиям технического задания. Далее определяют вращающий момент на оси редуктора:

$$M_{\text{вр}} = \sum M_{\text{вр}} i = M_{\text{п}} + M_{\text{пм}} + M_{\text{мв}} + M_{\text{эм}} = 0,7 + 0,85 + 3 + 0,15 = 4,7 \text{ Н} \cdot \text{см},$$

Рис. 53. Кинематическая схема генератора пилообразного напряжения:
 1 — универсальный редуктор; 2, 9 — крестовая муфта; 3 — потенциометр ПТП-22-Б1; 4, 6 — муфта согласования; 5 — предохранительный механизм; 7 — механизм возврата; 8 — электромагнитная муфта; 10 — электродвигатель; ДП-1-26ЦР-2К

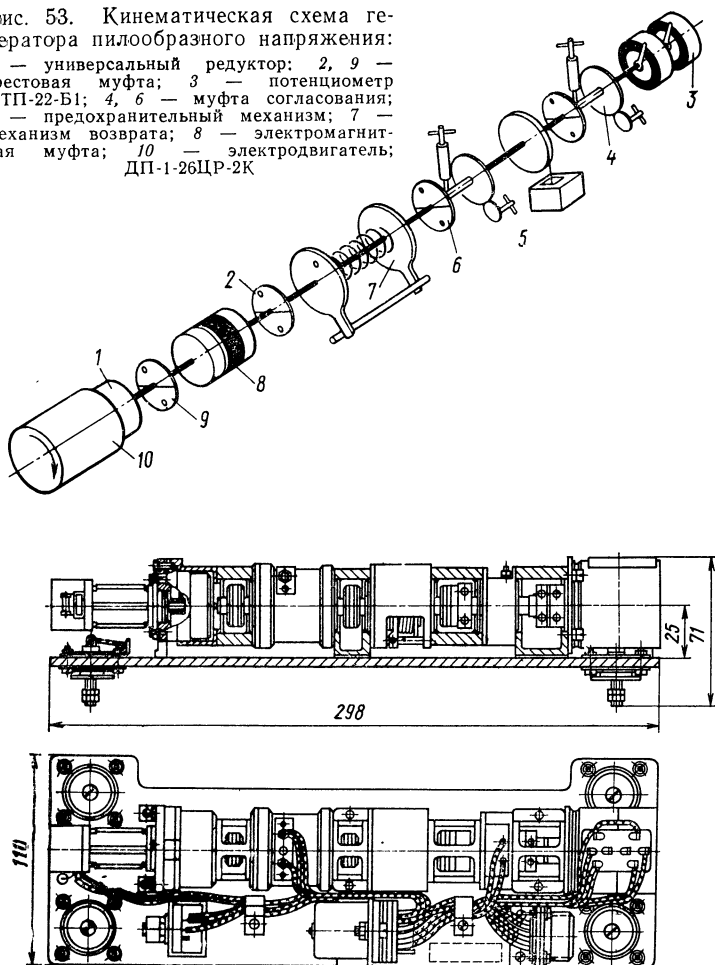


Рис. 54. Сборочный чертеж генератора пилообразного напряжения

где $M_{\text{ц}}$, $M_{\text{цм}}$, $M_{\text{мв}}$, $M_{\text{эм}}$ — вращающие моменты соответственно на валу потенциометра, предохранительного механизма, механизма возврата и электромагнитной муфты.

Вращающий момент на валу двигателя

$$M_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{вп}}}{i\eta},$$

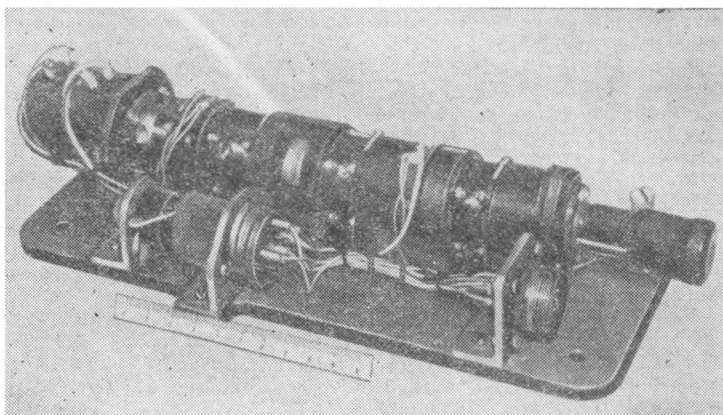


Рис. 55. Генератор пилообразного напряжения

принимая $\eta = 0,8$, получаем

$$M_{\text{дв}} = \frac{4,7}{3280 \cdot 0,8} = 1,54 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{см},$$

что значительно меньше допустимого значения, равного $0,2 \text{ Н} \cdot \text{см}$.

На основании функциональной схемы, произведенных расчетов и выбранных из каталога «Электромеханические модули» конкретных модулей и комплектующих изделий (в данном случае это двигатель ДП-1-26ЦР-2К, универсальный редуктор, муфты сцепления и согласования, механизм возврата, предохранительный механизм, потенциометр ПТП-22-Б1) вычерчивают кинематическую схему (рис. 53) и упрощенный сборочный чертеж устройства (рис. 54). В производстве из ранее изготовленных электромеханических модулей собирают на плате генератор пилообразного напряжения (рис. 55).

ГЛАВА 3

КОНСТРУКТИВНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ ПРИБОРОВ

1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ

Основными параметрами электромеханических устройств приборов являются: масса, объем, энергопотребление, передаточное отношение, максимальный передаваемый момент на выходном звене, статический момент трогания на входном звене, напряжение трогания

ния, угловая погрешность, кинематическая погрешность, время срабатывания, время отпущения и т. д. Наряду с перечисленными параметрами электромеханические устройства должны обладать следующими свойствами: надежностью (безотказность, долговечность, ремонтопригодность, сохраняемость), технологичностью, вибропрочностью, ударопрочностью, влагостойкостью, безопасностью, экономичностью и т. д.

Максимальный передаваемый момент на выходном звене электромеханического устройства характеризует его мощность, т. е. применительно к структуре электромеханических устройств приборов (см. рис. 4) делит их на силовые и кинематические. Статистический момент трогания, напряжение трогания характеризуют чувствительность электромеханического устройства.

Кинематическая погрешность, время срабатывания, время отпущения в совокупности определяют точность электромеханического устройства. Мощность, чувствительность, точность, надежность, долговечность являются основными показателями и свойствами электромеханических устройств приборов.

Точность является одним из основных параметров электромеханических устройств приборов. Под точностью устройства обычно понимают степень приближения зависимостей (параметров), осуществляемых реальным устройством, по отношению к некоторым идеальным зависимостям, для воспроизведения которых это устройство предназначено. Точность устройства определяется ошибкой на выходном звене. Ошибки выходного звена электромеханического устройства в общем случае зависят от производственных погрешностей, возникающих при изготовлении и сборке его отдельных элементов и узлов; погрешностей, вызванных действием дестабилизирующих факторов (температура, влага, механические воздействия и т. д.); погрешностей, связанных со старением и износом. Все перечисленные погрешности называют первичными ошибками, которые подразделяются на определенные первичные ошибки и неопределенные первичные ошибки. К определенным первичным ошибкам относят погрешности: производственные, монтажные, температурные, упругой деформации, остаточной деформации, юстировочные. К неопределенным первичным ошибкам относят погрешности люфтовые и кинематические.

Для обеспечения определенных точностных параметров электромеханических устройств на все выходные параметры устанавливают, исходя из служебного назначения прибора, величины допусков. В приборах допуски делят на производственные, ремонтные и эксплуатационные.

Производственными допусками называют допуски, устанавливаемые на параметры изготавливаемых приборов в нормальных условиях. По производственным допускам ведется пооперационный контроль точности приборов в сборочных цехах.

Ремонтными допусками называют допуски на параметры приборов, назначаемые исходя из производственного допуска и отклонений параметров, вызванных действием окружающей среды (температура, влага, механические воздействия). По ремонтным допускам производят приемку изготовленных на заводах приборов.

Эксплуатационными допусками называют допуски на параметры приборов, устанавливаемые исходя из производственного разброса параметров приборов; действия дестабилизирующих факторов; влия-

ния износа и старения. Эксплуатационные допуски характеризуют точность работы приборов в период эксплуатации. Таким образом можно констатировать, что при расчете точности электромеханического устройства необходимо учитывать производственные погрешности, влияние температуры, влаги, действие механических деформаций деталей, влияние смазки, износа и т. д. Точностные параметры с учетом перечисленных факторов называют эксплуатационными точностными параметрами. Точность сложного электромеханического устройства практически невозможно рассчитать через первичные ошибки ввиду их многочисленности. Кроме того, такой расчет является нерациональным, так как он представляет многократное повторение одной и той же работы. Поэтому при расчете точности такого устройства необходимо расчленить его на простейшие узлы (например, электромеханические модули) и в соответствии с разработанным рядом электромеханических модулей со всей тщательностью рассчитать их точностные параметры через первичные ошибки.

В дальнейшем при расчете точности сложного электромеханического устройства пользуются результатами расчета точности отдельных электромеханических модулей [14].

В общем виде порядок расчета точности сложного электромеханического устройства состоит в том, чтобы по разработанной кинематической схеме устройства подобрать простейшие электромеханические модули, при которых проектируемое электромеханическое устройство удовлетворяло бы требованиям технического задания на точностные параметры. Погрешности положений, перемещений, значений угловой погрешности, выходных напряжений и т. д. должны быть рассчитаны заранее или определены экспериментально. Входящие в электромеханические модули детали и элементы, определяющие геометрические, кинематические и физические параметрические связи, должны быть выполнены с определенной точностью, чтобы обеспечить задаваемые эксплуатационные параметры этих модулей. Таким образом, чтобы эксплуатационные точностные параметры электромеханических модулей или собираемых из них устройств к концу срока службы находились в заданных пределах, необходимо установить гарантийный запас точности. Согласно методике расчета [37] запас точности целесообразно характеризовать коэффициентом $\kappa_T = \delta_\Phi / \delta$, равным отношению допускаемой погрешности детали или узла в конце срока их эксплуатации к допускаемой погрешности той же детали или узла в начальной стадии. Для подвижных соединений $\kappa_T = \delta_\Phi / (\delta_A + \delta_B)$. Запас точности (или эксплуатационный допуск) необходимо устанавливать для всех электромеханических устройств приборов длительного действия. Величина коэффициента запаса точности зависит от эксплуатационного назначения деталей и узлов, от допустимого снижения начальной точности и ряда других факторов.

Причина потери точности электромеханическим устройством в процессе эксплуатации, хранения и транспортирования состоит в основном в изменении значений первичных ошибок деталей устройства, вызванном действием температуры, влаги, вибрации, ударов, линейных перегрузок, износом трущихся поверхностей, обгоранием контактов, физико-химическими процессами старения в материалах деталей и т. п. Поэтому точность нового устройства или электромеханического модуля при выпуске его с завода должна быть задана с учетом эксплуатационного допуска.

2. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ТОЧНОСТИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ

РАСЧЕТ УГЛОВОЙ ПОГРЕШНОСТИ УНИВЕРСАЛЬНОГО РЕДУКТОРА

Универсальный редуктор (см. рис. 29) относится к числу кинематических мелко модульных зубчатых передач. Его основными параметрами являются угловая погрешность, кинематическая погрешность, чувствительность (момент трогания), мощность (максимальный передаваемый момент), надежность, долговечность и др. ГОСТ 9178—81 на зубчатые цилиндрические мелко модульные передачи устанавливает 12 степеней точности зубчатых передач, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 и 12. Для каждой степени точности зубчатых колес и передач устанавливаются нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубчатых колес и передач. Независимо от степени точности зубчатых колес и передач устанавливаются пять видов сопряжений зубчатых колес в передаче (рис. 56) и четыре вида допусков на боковой зазор, обозначаемых в порядке его возрастания буквами h , g , f , e .

Каждому виду сопряжений H , G , F соответствует один вид допуска на боковой зазор, обозначаемый соответственно h , g , f . Для видов сопряжений E , D устанавливается один вид допуска на боковой зазор e .

Точность изготовления зубчатых колес и передач задается степенью точности (табл. 2), а требования к боковому зазору — видом сопряжения по нормам бокового зазора.

Боковой зазор зубчатого редуктора, выраженный в угловых единицах, называют угловой погрешностью. Угловая погрешность зубчатого редуктора есть величина углового рассогласования в движении ведущего и ведомого звеньев редуктора при реверсе. Угловую погрешность можно рассматривать как погрешности перемещения ведомого колеса редуктора; $\Delta\varphi_{\text{мх}} = \Delta\varphi_{\text{обр}} - \Delta\varphi_{\text{пр}}$, где $\Delta\varphi_{\text{пр}}$, $\Delta\varphi_{\text{обр}}$ — погрешности положения ведомого звена (колеса), отвечающее двум противоположным направлениям вращения ведущего звена (колеса).

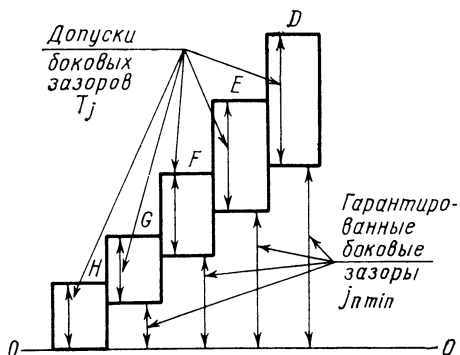


Рис. 56. Виды сопряжений и величины гарантированных боковых зазоров мелко модульных зубчатых передач

Таблица 2

Вид сопряжения	Диапазон степеней кинематической точности передач
<i>D</i>	4—10 для $m_n \leq 0,5$ мм 4—12 для $m_n > 0,5$ мм
<i>E</i>	4—10 для $m_n \leq 0,5$ мм 4—12 для $m_n > 0,5$ мм
<i>F</i>	4—10
<i>G</i>	4—8
<i>H</i>	4—7

В зависимости от направления отсчета различают угловую погрешность ведущего и ведомого звена (колеса). В практических расчетах угловую погрешность ведомого колеса характеризует точность зубчатого редуктора, погрешности положения, погрешности перемещения, зоны нечувствительности и т. д. Расчет ее производят в том случае, когда интересуются динамическими свойствами механизма, временем реверса, колебательными явлениями в механизме и т. д.

Для расчета угловой погрешности необходимо найти значение суммарного бокового зазора j_n в звеньях зубчатого редуктора, приведенных к расчетному звену на линии перемещения последнего. Как правило, суммирование всех первичных ошибок, влияющих на величину угловой погрешности, производится на линии зацепления ведомого колеса, которые затем пересчитываются в проекции на линию действия. В общем случае любая зубчатая передача должна иметь боковой зазор между зубьями колес. Боковой зазор необходим для компенсации погрешностей изготовления и монтажа, компенсации температурной и упругой деформации, а также для создания нормальных условий смазки.

Правильным выбором бокового зазора устраняется возможное заклинивание при нагреве передачи и ограничивается угловая погрешность в отсчетных и высокоточных зубчатых передачах. Иногда требование получения минимального значения угловой погрешности передачи является важнейшим.

В любых случаях для нормальной работы передачи должно выдерживаться условие $j_n \geq 0$.

На величину угловой погрешности зубчатой передачи в общем случае влияют следующие погрешности: f_a — погрешность межцентрового расстояния собранной передачи; E_{HS} — смещение исходного контура; F_r — биение зубчатого венца; f_{pb} — отклонение основного шага; F_β — погрешность направления зубьев; f_n — перекося осей колес; f_x — непараллельность осей колес; $j_{оп}$ — зазоры в опорах вращения; $j_{ж}$ — упругие деформации; j_t — температурные деформации; $j_{см}$ — зазор для смазки; $j_{изн}$ — зазор вследствие износа.

Универсальный зубчатый редуктор (см. рис. 29) состоит из нескольких пар мелко модульных зубчатых колес. Для расчета суммарного значения угловой погрешности универсального редуктора

производят предварительное приведение значений боковых зазоров каждой зубчатой пары, составляющих редуктор, к выходному звену, т. е. к тому зубчатому колесу, для которого производится расчет величины угловой погрешности. Приведение значения бокового зазора данной пары к выходному колесу осуществляется путем умножения его на линейное передаточное отношение i' от данной зубчатой пары до выходного колеса:

$$i' = \frac{v_{\text{вм}}}{v_{\text{вц}}} = \frac{S_{\text{вм}}}{S_{\text{вц}}} = i \frac{z_{\text{вм}}}{z_{\text{вц}}}. \quad (1)$$

Расчет угловой погрешности редуктора проводят в следующем порядке:

1. Рассчитывают значение бокового зазора для каждой из пар зубчатых колес, составляющих данный редуктор, при этом определяют значение среднего бокового зазора и предельные отклонения бокового зазора от среднего значения.

2. Рассчитывают линейные передаточные отношения для каждой пары зубчатых колес от данной пары до того колеса, величина бокового зазора которого определяется.

3. Приводят рассчитанные ранее значения боковых зазоров пар колес к выходному колесу путем умножения на линейные передаточные отношения.

4. Рассчитывают суммарное значение бокового зазора механизма путем вероятностного сложения приведенных значений боковых зазоров.

5. Рассчитывают угловую погрешность в угловых единицах (минутах) путем умножения значения суммарного бокового зазора на величину $\frac{6880}{d_{\text{д}} \cos \alpha_{\text{д}}}$,

где 6880 — коэффициент перевода радиан в угловые минуты; $d_{\text{д}}$ — диаметр делительной окружности выходного колеса, мм; $\alpha_{\text{д}}$ — угол зацепления ($\alpha_{\text{д}} = 20^\circ$).

Значение бокового зазора редуктора на выходном колесе в общем виде определяют по формуле

$$j_{\text{л ред}} = j_{\text{пр ред}} + j_{\text{оп ред}} + j_{\text{ж ред}} + j_{\text{т ред}} + j_{\text{см ред}} + j_{\text{изн ред}}, \quad (2)$$

где $j_{\text{пр ред}}$ — составляющая, вызванная погрешностями изготовления и сборки; $j_{\text{оп ред}}$ — составляющая, вызванная люфтами в опорах вращения; $j_{\text{ж ред}}$ — составляющая, вызванная упругими деформациями деталей; $j_{\text{т ред}}$ — составляющая, вызванная деформациями из-за изменения температуры; $j_{\text{см ред}}$ — составляющая бокового зазора, необходимая для смазки; $j_{\text{изн ред}}$ — составляющая, обусловленная износом.

Составляющая угловой погрешности, вызванная производственными погрешностями. Предельные значения бокового зазора i -й пары сопряженных зубчатых колес определяют по формуле

$$j_{\text{пр } i} = \bar{j}_{\text{пр } i} \pm \delta j_{\text{пр } i},$$

где $\bar{j}_{\text{пр } i}$ — среднее значение бокового зазора i -й пары; $\delta j_{\text{пр } i}$ — предельные отклонения бокового зазора от среднего значения, так как

$$\bar{j}_{\text{пр } i} = \sum A_i (\Delta_{0i} + \alpha_i \delta_i) \quad \text{и} \quad \delta j_{\text{пр } i} = \sqrt{\sum A_i^2 k_i^2 \delta_i^2}.$$

Рис. 57. Геометрические соотношения в зубчатом зацеплении

то

$$j_{np\ i} = \sum A_i (\Delta_{0i} + \alpha_i \delta_i) \pm \sqrt{\sum A_i^2 k_i^2 \delta_i^2},$$

где A_i — передаточные отношения звеньев кинематической цепи.

Все погрешности, которые приводят к смещению исходного контура зубчатых колес в радиальном направлении (рис. 57), имеют передаточное отношение $A_i = 2 \sin \alpha_d$. Погрешности, которые вызывают смещение исходного контура колес от его идеального положения в направлении касательной к делительной окружности, имеют передаточное отношение $A_i = \cos \alpha_d$.

Передаточные отношения должны выбираться со своим знаком. При определении среднего значения бокового зазора пары зубчатых колес необходимо учитывать влияние следующих первичных ошибок, которые в общем случае входят в формулу:

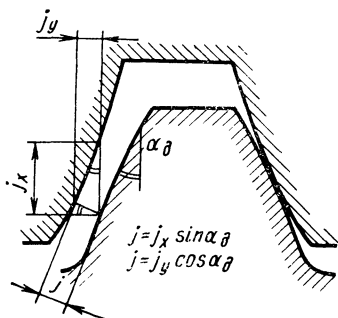
$$\begin{aligned} \bar{j}_{np\ i} = & 2 \sin \alpha_d (E_{Hs1i} + E_{Hs2i} + 0,5T_{H1i} + 0,5T_{H2i}) - \\ & - 2 \sin \alpha_d (0,18F_{r1i} + 0,18F_{r2i}) - \frac{0,72}{100} B_i \sin \alpha_d f_{xi} - \\ & - \frac{0,36}{100} B_i \cos \alpha_d f_{yi} - \frac{0,72}{100} B_i \cos \alpha_d F_{\beta i}. \end{aligned}$$

Предельные отклонения бокового зазора $\delta j_{np\ i}$ пары колес зубчатой передачи определяем по формуле

$$\begin{aligned} \delta j_{np\ i} = & \sqrt{k_H^2 \sin^2 \alpha_d (T_{H1i}^2 + T_{H2i}^2) + \dots} \\ & + 0,25k_F^2 \sin^2 \alpha_d (F_{r1i}^2 + F_{r2i}^2) + 2k_f^2 f_{pbi}^2 + 4k_a^2 \sin^2 \alpha_d f_{ai}^2 + \dots \\ & + \frac{4k_x^2 B_i^2 \sin^2 \alpha_d}{100^2} \left(\frac{f_{xi}}{2} \right)^2 + \frac{k_y^2 B_i^2 \cos^2 \alpha_d}{100^2} \left(\frac{f_{yi}}{2} \right)^2 + \\ & + \frac{2k_B^2 B_i^2 \cos^2 \alpha_d}{100^2} \left(\frac{F_{\beta i}}{2} \right)^2. \end{aligned}$$

Таким образом, формула для определения предельных значений бокового зазора одной пары сопряженных зубчатых колес передачи будет иметь вид

$$\begin{aligned} j_{np\ i} = & 2 \sin \alpha_d (E_{Hs1i} + E_{Hs2i} + 0,5T_{H1i} + 0,5T_{H2i}) - \\ & - 2 \sin \alpha_d (0,18F_{r1i} + 0,18F_{r2i}) - \frac{0,72}{100} \beta_i \sin \alpha_d f_{xi} - \\ & - \frac{0,36}{100} B_i \cos \alpha_d f_{yi} - \frac{0,72}{100} B_i \cos \alpha_d F_{\beta i} \pm \end{aligned}$$



$$\pm \sqrt{k_H^2 \sin^2 \alpha_d (T_{H1i}^2 + T_{H2i}^2) + 0,25k_F^2 \sin^2 \alpha_d (F_{z1i}^2 + F_{r2i}^2) + \dots + 2k_f^2 f_{pbi}^2 + 4k_a \sin^2 \alpha_d f_{ai}^2 + \frac{k_x^2 B_i^2 \sin^2 \alpha_d}{100^2} f_{xi}^2 + \dots + \frac{0,25k_y^2 B_i^2 \cos^2 \alpha_d}{100^2} f_{yi}^2 + \frac{0,5k_B^2 B_i^2 \cos^2 \alpha_d}{100^2} F_{\beta i}^2} \quad (3)$$

Радиальное биение зубчатого венца колес F_r целесообразно исключить из формулы (3), так как поле допуска на смещение исходного контура T_H включают полную величину F_r (рис. 58). В практических расчетах в формуле (3) выражениями, содержащими f_{xi} , f_{yi} и $F_{\beta i}$, можно пренебречь, так как они ничтожно малы. Таким образом, формула для практических расчетов предельных значений бокового зазора зубчатой пары, определяемых производственными погрешностями, примет следующий вид:

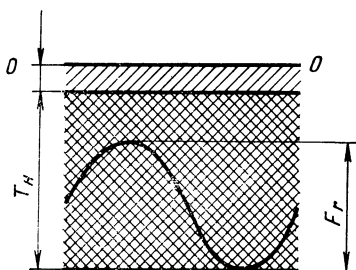
$$j_{пр i} = 2 \sin \alpha_d (E_{Hs1i} + E_{Hs2i} + 0,5T_{H1i} + 0,5T_{H2i}) \pm \sqrt{k_H^2 \sin^2 \alpha_d (T_{H1i}^2 + T_{H2i}^2) + 2k_f^2 f_{pbi}^2 + 4k_a^2 \sin^2 \alpha_d f_{ai}^2} \quad (4)$$

Значения величин E_{Hs} , T_H , f_{pb} и f_{ar} выбирают из таблиц ГОСТ 9178—81. Значения коэффициентов относительного рассеивания k_t , приведены в работе [26].

Для определения предельных значений бокового зазора универсального редуктора необходимо произвести суммирование с учетом линейного передаточного отношения отдельной пары до выходного колеса i'_Σ всех предельных значений бокового зазора зубчатых пар редуктора.

Значение линейного передаточного отношения необходимо учесть как в величине среднего значения, так и в предельных отклонениях бокового зазора. Тогда предельные значения бокового зазора универсального редуктора в зависимости от производственных погрешностей можно выразить так:

$$j_{пр ред} = \sum_{i=1}^n i' j_{пр i} \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n (i' \delta j_{пр i})^2}, \quad (5)$$



а угловая погрешность выходного колеса в угловых минутах

$$\Delta \varphi_{пр ред} = \frac{6880 j_{пр ред}}{d_d \cos \alpha_d}, \quad (6)$$

где d_d — диаметр длительной окружности выходного колеса, мм.

Рис. 58. Графическое изображение полей допусков

Составляющая угловой погрешности, вызванная зазорами в опорах вращения. Учитывая, что в универсальном редукторе опоры вращения осей зубчатых колес выполнены на шарикоподшипниках, можно принять с учетом рекомендаций [23, 26] за первичные ошибки, влияющие на угловую погрешность редуктора, радиальные зазоры шарикоподшипников в опорах зубчатых передач. В соответствии с принятой предпосылкой о законах распределения величины производственных погрешностей можно считать, что радиальные зазоры в опорах подчиняются нормальному закону распределения. Угловая погрешность редуктора, являющаяся линейной функцией этих зазоров, также подчиняется нормальному закону.

Предельные значения бокового зазора i -й пары сопряженных зубчатых колес в зависимости от величины радиального зазора в шарикоподшипниках определяют по формуле

$$j_{оп\ i} = \bar{j}_{оп\ i} \pm \delta j_{оп\ i},$$

где $\bar{j}_{оп\ i}$ — среднее значение бокового зазора i -й пары, $\delta j_{оп\ i}$ — предельные отклонения бокового зазора от среднего значения.

Так как

$$\begin{aligned} \bar{j}_{оп\ i} &= \sum A_i (\Delta_i + \alpha_i \delta_i), \\ \delta j_{оп\ i} &= \sqrt{\sum A_i^2 k_i^2 \delta_i^2}, \end{aligned}$$

то

$$j_{оп\ i} = \sum A_i (\Delta_i + \alpha_i \delta_i) \pm \sqrt{\sum A_i^2 k_i^2 \delta_i^2}.$$

Передаточное отношение i -й пары зубчатых колес в зависимости от величины радиального зазора в шарикоподшипниках для случая расположения зубчатого колеса между опорами вращения (рис. 59) и консольного расположения (рис. 60) определяют по формуле

$$A_i = \frac{l_{1i}}{L_i} + \frac{l_{2i}}{L_i}. \quad (7)$$

Так как для нормального закона распределения $\alpha=0$ и $k=1$, то используя рекомендации [23], получаем

$$\begin{aligned} \bar{j}_{оп\ i} &= \sum A_i \left(\frac{q_{нб\ i} + q_{нм\ i}}{2} \right); \\ \delta j_{оп\ i} &= \sqrt{\sum A_i^2 \left(\frac{q_{нб\ i} - q_{нм\ i}}{2} \right)^2}. \end{aligned}$$

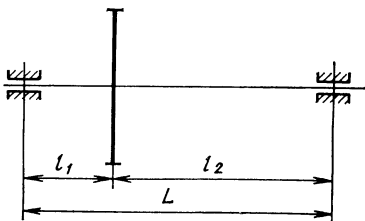


Рис. 59. Расположение зубчатого колеса между опорами вращения

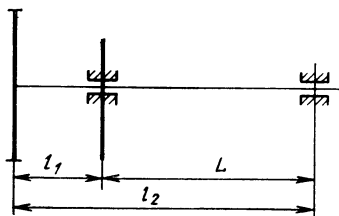


Рис. 60. Консольное расположение зубчатого колеса

Приведенное суммарное значение бокового зазора универсального редуктора, вызванного радиальными зазорами в шарикоподшипниках с учетом линейного передаточного отношения,

$$j_{\text{оп ред}} = \sum_{i=1}^n i \left(\frac{l_{1i}}{L_i} + \frac{l_{2i}}{L_i} \right) \left(\frac{q_{\text{нб } i} + q_{\text{нм } i}}{2} \right) \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n (i^n)^2 \left(\frac{l_{1i}^2}{L_i^2} + \frac{l_{2i}^2}{L_i^2} \right) \left(\frac{q_{\text{нб } i} - q_{\text{нм } i}}{2} \right)^2}, \quad (8)$$

где $q_{\text{нб } i}$ и $q_{\text{нм } i}$ — наибольшее и наименьшее значения радиального зазора шарикоподшипника i -й зубчатой пары, выбираемые из таблиц [23].

Значение мертвого хода от зазоров в шарикоподшипниках в угловых минутах определяют по формуле

$$\Delta \varphi_{\text{оп ред}} = \frac{6880 j_{\text{оп ред}}}{d_d \cos \alpha_d}. \quad (9)$$

Составляющая угловой погрешности, вызванная упругими деформациями деталей. Непосредственной причиной упругих деформаций являются действующие в редукторе усилия, вызывающие изгиб и кручение. Суммарную упругую деформацию в редукторе можно разделить на две — объемную и контактную. К объемной деформации относятся изгиб и кручение осей редуктора, к контактной — упругие деформации штифтовых соединений и в меньшей степени шарикоподшипников и зубчатых колес. Доля контактных деформаций колеблется в пределах от 70 до 90% суммарной. На долю объемных деформаций приходится 10—20% суммарной.

Таким образом, при определении угловой погрешности редуктора надо учитывать и объемные и контактные деформации, при этом для малогабаритного редуктора надо определять угловую погрешность, вызванную скручиванием и прогибом валиков и деформациями штифтового соединения.

Зависимость объемных деформаций от усилий можно считать линейной, поэтому для их расчета пригодны формулы сопротивления материалов. Наибольшую линейную величину из объемных деформаций обычно имеют деформации кручения.

Значение бокового зазора, вызванного скручиванием валика, пропорционально двойному углу скручивания:

$$j_{\text{кр } i} = 2 \Delta \varphi_{\text{кр } i} \frac{d_d}{2} \cos \alpha_d, \quad (10)$$

Значение бокового зазора, обусловленного изгибом валика, равно двойной величине прогиба: $j_{\text{изг } i} = 2 \Delta f_{\text{изг } i}$. Известно, что

$$\Delta \varphi_{\text{кр } i} = \frac{M_{\text{вр } i} l_i}{G J_p}, \quad (11)$$

где $\Delta \varphi_{\text{кр } i}$ — угол скручивания валика, °; $M_{\text{вр } i}$ — вращающий момент, Н·см, l_i и d_i — длина и диаметр валика i -й ступени зубчатого редуктора, мм; G — модуль сдвига материала валика, Н/мм²; $J_p \approx 0,1 d^4$ — полярный момент инерции сечения валика; $\Delta f_{\text{изг } i}$ — изгиб валика i -й ступени редуктора, мм.

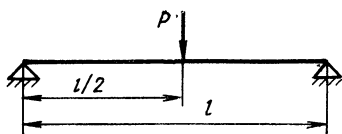


Рис. 61. Расположение нагрузки между опорами

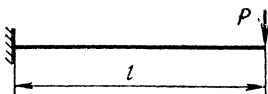
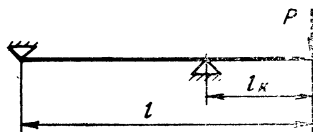


Рис. 62. Консольное расположение нагрузки

Рис. 63. Консольное расположение нагрузки при двух опорах



Величину изгиба валика определяют для следующих трех случаев расположения нагрузки:

а) нагрузка находится между двумя опорами (рис. 61)

$$\Delta f'_{\text{изг}} = \frac{P l^3}{48 E J};$$

б) консольное расположение нагрузки (рис. 62)

$$\Delta f''_{\text{изг}} = \frac{P l^3}{3 E J};$$

в) консольное расположение нагрузки при двух опорах (рис. 63)

$$\Delta f'''_{\text{изг}} = \frac{P l_k^3}{3 E J}.$$

Здесь P_i — усилие изгиба от вращающего момента i -й передачи, Н; E — модуль упругости, Н/мм²; $J \approx 0,05 d^4$ — момент инерции сечения валика.

Деформацию штифтового соединения i -й передачи определяют по формуле

$$\Delta \varphi_{\text{шт } i} = \Delta \varphi_i + \Delta \varphi_{\text{к } i}, \quad (12)$$

где $\Delta \varphi_{\text{к } i}$ — угол закручивания валика на рабочем участке между штифтом и торцевой поверхностью втулки; $\Delta \varphi_i$ — угол поворота валика относительно втулки в плоскости штифта за счет изгиба и смятия штифта, а также вследствие объемных и контактных деформаций валика и втулки.

Значение бокового зазора i -й передачи определяют по формуле

$$j_{\text{шт } i} = 2 \Delta \varphi_{\text{шт } i} \frac{d_d}{2} \cos \alpha_d. \quad (13)$$

Приведенное суммарное значение бокового зазора универсального редуктора, вызванное упругими деформациями, с учетом линейного передаточного отношения

$$j_{\text{ж ред}} = \sum_{i=1}^n i' j_{\text{кп } i} + \sum_{i=1}^n i' j_{\text{изг } i} + \sum_{i=1}^n j_{\text{шт } i}. \quad (14)$$

Угловая погрешность выходного зубчатого колеса в угловых минутах определяют по формуле

$$\Delta\varphi_{\text{ж ред}} = \frac{6880 j_{\text{ж ред}}}{d_{\text{д}} \cos \alpha_{\text{д}}}. \quad (15)$$

Составляющая угловой погрешности, вызванная деформациями из-за изменения температуры. При разных коэффициентах линейного расширения корпуса и зубчатых колес, когда передача предназначена для работы в условиях резкого перепада температур, величину бокового зазора, соответствующую температурной компенсации, рассчитывают по формуле

$$j_{ti} = 2 \sin \alpha_{\text{д}} A [\alpha_{\text{зк}} (t_{\text{зк}}^{\circ} - 20^{\circ}) - \alpha_{\text{кор}} (t_{\text{кор}}^{\circ} - 20^{\circ})], \quad (16)$$

где A — межцентровое расстояние в передаче, мм, $\alpha_{\text{зк}}$ — коэффициент линейного расширения материала зубчатых колес; $\alpha_{\text{кор}}$ — коэффициент линейного расширения материала корпуса; $t_{\text{кор}}^{\circ}$ — предельная температура корпуса, для которой рассчитывается угловая погрешность.

Приведенное суммарное значение бокового зазора универсального редуктора, вызванное изменениями температуры, с учетом линейного передаточного отношения

$$j_{t \text{ ред}} = \sum_{i=1}^n i' j_{ti}. \quad (17)$$

Угловая погрешность выходного колеса в угловых минутах определяют по формуле

$$\Delta\varphi_{t \text{ ред}} = \frac{6880 j_{t \text{ ред}}}{d_{\text{д}} \cos \alpha_{\text{д}}}. \quad (18)$$

Составляющая значения бокового зазора, необходимая для смазки. Для создания нормальных условий смазки необходимо предусмотреть в зубчатых зацеплениях боковой зазор. Во время работы редуктора между взаимно перемещающимися рабочими поверхностями зубьев сжимается масляный слой определенной толщины, давление в котором устанавливается в зависимости от величины действующего усилия [7]. На основании проведенных исследований выяснилось, что практически минимальная допустимая толщина масляного слоя i -й передачи

$$h_{0i} \approx 2,32 \frac{B_i}{P_i} r_{\text{ки}} v_{\text{ски}} \eta_a, \quad (19)$$

где P_i — действующее усилие, Н; B_i — рабочая ширина зуба, мм; η_a — абсолютная (динамическая) вязкость масла, (Н · с)/м²; $r_{\text{ки}}$ — расчетный радиус кривизны, мм;

$$r_{\text{к1-2}} = \frac{r_{\text{к1}} r_{\text{к2}}}{(r_{\text{к1}} + r_{\text{к2}})} = \frac{m z_{1i}}{2(i+1)} \sin \alpha_{\text{д}};$$

$r_{\text{к1}}$, $r_{\text{к2}}$ — радиусы кривизны рабочих поверхностей входящих в зацепление зубьев, мм; $v_{\text{ски}}$ — относительная скорость скольжения ра-

Рис. 64. Определение расстояния от полюса зацепления до точки контакта головки зуба

бочих поверхностей в различных точках активной части линии зацепления,

$$\begin{aligned} v_{ск1-2} &= v_{x_k} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) = \\ &= 0,105 x_k n_1 \left(\frac{i+1}{i} \right) = \\ &= 0,15 x_k (n_1 + n_2); \\ v_{ск} &\approx (0,23 \div 0,25) v; \end{aligned}$$

x_k — расстояние от полюса зацепления до точки контакта зубьев, измеренное в направлении линии зацепления, мм (рис. 64); v — скорость на начальной окружности зубчатых колес, мм/с; R_1, R_2 — радиусы начальных окружностей зубчатых колес, входящих в зацепление, мм; n_1, n_2 — частота вращения зубчатых колес.

Так как универсальный редуктор работает в условиях реверса, то значение бокового зазора i -й передачи, необходимого для смазки, $j_{см i} = 2h_{oi}$.

Приведенное суммарное значение бокового зазора универсального редуктора, необходимого для смазки зубчатых колес, с учетом линейного передаточного отношения

$$j_{см ред} = \sum_{i=1}^n i' j_{см i}. \quad (20)$$

Угловую погрешность выходного зубчатого колеса определяют по формуле:

$$\Delta \varphi_{см ред} = \frac{6880 j_{см ред}}{d_d \cos \alpha_d}. \quad (21)$$

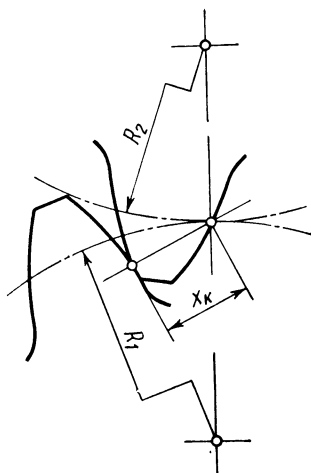
Таким образом, формула для определения угловой погрешности универсального редуктора к моменту окончания его изготовления будет иметь вид

$$\begin{aligned} (\Delta \varphi_{ред})^0 &= \Delta \varphi_{пр ред} + \Delta \varphi_{оп ред} + \Delta \varphi_{ж ред} + \\ &+ \Delta \varphi_{t ред} - \Delta \varphi_{см ред} \end{aligned} \quad (22)$$

или

$$\begin{aligned} (\Delta \varphi_{ред})^0 &= \overline{\Delta \varphi}_{пр ред} + \overline{\Delta \varphi}_{оп ред} + \Delta \varphi_{ж ред} + \\ &+ \Delta \varphi_{t ред} - \Delta \varphi_{см ред} \pm \sqrt{\delta \varphi_{пр ред}^2 + \delta \varphi_{оп ред}^2}. \end{aligned} \quad (23)$$

Составляющая угловой погрешности, вызванная износом. Наиболее сложным и мало изученным является вопрос износа зубчатых



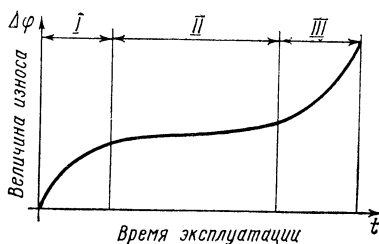


Рис. 65. Кривая износа трущихся деталей различных устройств

передач и других трущихся кинематических пар в процессе их эксплуатации.

Для зубчатых передач имеются методы расчета рабочих поверхностей зубьев на контактную прочность, однако методы расчета зубьев на износ отсутствуют. Основной причиной отсутствия обоснованных методов расчета зубчатых передач на износ является то, что скорость разрушения рабочих поверхностей зубьев есть функция большого числа трудно учитываемых факторов. До сих пор механизм износа полностью не выяснен. Важнейшие параметры (различные радиусы кривизны, скорости качения и скольжения и др.), оказывающие влияние на износ рабочих поверхностей, не остаются постоянными по всей рабочей зоне. В результате этого износ зубьев не одинаков по их высоте. Отсутствие обоснованных методов расчета на износ вынуждает при проектировании зубчатых передач ограничиваться их расчетом только на контактную прочность. Поэтому в настоящее время величину износа трущихся поверхностей деталей узлов и зубчатых передач определяют экспериментально.

Наиболее удачным методом исследования деталей различных механических устройств на износ является статистический метод исследования, предложенный в работах [9], [16]. Износ зубчатых колес зависит от твердости рабочих поверхностей зубьев, шероховатости поверхности трения, нагрузочного момента, зазора между деталями, скорости скольжения, вязкости и чистоты смазки, механического и кинематического воздействия и т. п. Таким образом, износ относится к случайным величинам. Поэтому все закономерности процесса изнашивания универсального редуктора могут рассматриваться как случайные статистические закономерности, а исследование процесса изнашивания деталей возможно лишь при помощи методов теории вероятностей.

Учитывая, что угловая погрешность является основной эксплуатационной характеристикой универсального редуктора и других электромеханических модулей, исследование износа их деталей целесообразно проводить, определяя его влияние на угловую погрешность. Исходная угловая погрешность универсального редуктора, полученная при изготовлении, так же как и дополнительная угловая погрешность в результате износа являются случайными величинами.

Считается, что процесс изнашивания трущихся деталей различных устройств состоит из трех периодов: приработки (I), нормальной эксплуатации (II) и ускоренного изнашивания (III) (рис. 65).

Найдем уравнение, с помощью которого можно было бы описать процесс изнашивания универсального редуктора в течение второго периода [16].

Допустим, что зависимость между скоростью увеличения угловой погрешности редуктора и временем эксплуатации деталей, влияющих на угловую погрешность, выражается степенным рядом.

$$v = \frac{d(\Delta\varphi)}{dt} = C + K(\Delta\varphi) + K_1(\Delta\varphi)^2 + \dots \\ \dots + K_{n-1}(\Delta\varphi)^n. \quad (24)$$

Рассмотрим только два первых члена ряда, считая, что остальными можно пренебречь. Вопрос, насколько справедливо это утверждение, может быть решен только экспериментальной проверкой. Иными словами, принимаем как гипотезу то, что скорость увеличения суммарной угловой погрешности на выходном звене (колесе) универсального редуктора или другого электромеханического модуля в первом приближении есть сумма двух скоростей, из которых первая постоянная C , а вторая — пропорциональна суммарной угловой погрешности в данный момент времени (24).

$$v = \frac{d(\Delta\varphi)}{dt} = C + K(\Delta\varphi),$$

где v — скорость увеличения мертвого хода, $^{\circ}/\text{ч}$; $\Delta\varphi$ — увеличение угловой погрешности в результате износа, $^{\circ}$; t — время, ч; C и K — постоянные коэффициенты. Интегрируя уравнение (24) по времени t :

$$t = \int \frac{d(\Delta\varphi)}{C + K(\Delta\varphi)},$$

и делая замену переменной, получаем

$$p = C + K(\Delta\varphi); \quad \Delta\varphi = \frac{p - C}{K};$$

$$d(\Delta\varphi) = \frac{dp}{K};$$

$$t = \frac{1}{K} \int \frac{dp}{p} = \frac{1}{K} \ln |p| + F,$$

получим

$$t = \frac{1}{K} \ln |C + K(\Delta\varphi)| + F. \quad (25)$$

Для определения постоянной интегрирования F предположим, что по истечении времени t среднее значение угловой погрешности редуктора в результате износа будет $\Delta\varphi_1$. Подставляя это значение в уравнение (24), получим

$$F = t_1 - \frac{1}{K} \ln [C + K(\Delta\varphi_1)]. \quad (26)$$

Подставляя значение постоянной интегрирования в уравнение (25) и переходя к десятичным логарифмам, после необходимых преобразований получим

$$t = \frac{1}{K} \ln [C + K(\Delta\varphi)] + t_1 - \frac{1}{K} \ln [C + K(\Delta\varphi_1)];$$

$$t - t_1 = \frac{1}{K} \{ \ln [C + K(\Delta\varphi)] - \ln [C + K(\Delta\varphi_1)] \};$$

$$t - t_1 = \frac{1}{K \lg e} \lg \frac{C + K(\Delta\varphi)}{C + K_1(\Delta\varphi_1)};$$

$$t - t_1 = \frac{1}{K \lg e} \lg \frac{\frac{C}{K} + \Delta\varphi}{\frac{C}{K_1} + \Delta\varphi_1}. \quad (27)$$

Обозначим

$$A = \frac{1}{K \lg e} \quad \text{и} \quad h = \frac{C}{K},$$

тогда

$$t - t_1 = A \lg \frac{h + \Delta\varphi}{h + \Delta\varphi_1}. \quad (28)$$

Постоянную A , характеризующую форму кривой износа, называют коэффициентом долговечности, а постоянную h , характеризующую положение кривой износа, — смещением.

Решив уравнение (28) относительно текущего значения угловой погрешности $\Delta\varphi$, получим уравнение износа редуктора или другого электромеханического модуля, выражающее зависимость увеличения угловой погрешности от времени его эксплуатации:

$$\Delta\varphi = (\Delta\varphi_1 + h) 10^{\frac{t - t_1}{A}} - h. \quad (29)$$

Уравнение (29) в общем виде является уравнением реализации семейства случайных функций изменения угловой погрешности универсальных редукторов или других электромеханических модулей в результате износа, а поэтому исследование указанного уравнения должно проводиться с учетом специфических требований теории вероятностей. Для того чтобы определить постоянные A и h , необходимо провести статистическое исследование увеличения суммарной угловой погрешности конкретных универсальных редукторов или других электромеханических модулей в результате износа.

Для проведения исследования выбирают два или более достаточно различающихся между собой интервала испытаний электромеханических модулей. Если невозможно взять несколько интервалов, то берут два крайних по времени интервала испытаний (t_1 и t_2).

Путем измерения угловой погрешности партии однотипных модулей определяют среднюю угловую погрешность $\overline{\Delta\varphi_1}$ после времени t_1 и среднюю угловую погрешность $\overline{\Delta\varphi_2}$ после времени t_2 . Кроме того, определяют статистические средние квадратические отклонения угловой погрешности S_1 и S_2 после интервалов времени t_1 и t_2 . Для дальнейшей математической обработки замеров находят верхний доверительный предел $\Delta\varphi_{1B}$ первого интервала распределения увеличения угловой погрешности по уравнению

$$\Delta\varphi_{1B} = \Delta\varphi_1 + tS_1. \quad (30)$$

Коэффициент l находится по таблице работы [25]. Аналогично найдем нижний доверительный предел $\Delta\varphi_{1н}$ первого интервала распределения увеличения угловой погрешности:

$$\Delta\varphi_{1н} = \Delta\varphi_1 - lS_1. \quad (31)$$

По аналогии с уравнением (29) запишем уравнение кривой увеличения угловой погрешности и результатов износа, проходящей через верхний доверительный предел $\Delta\varphi_{1в}$ первого интервала распределения,

$$\Delta\varphi_в = (\Delta\varphi_{1в} + h) 10^{\frac{t-t_1}{A}} - h. \quad (32)$$

Таким же образом напишем уравнение кривой увеличения угловой погрешности, проходящей через нижний доверительный предел $\Delta\varphi_{1н}$ первого интервала распределения,

$$\Delta\varphi_н = (\Delta\varphi_{1н} + h) 10^{\frac{t-t_1}{A}} - h. \quad (33)$$

Очевидно, верхняя кривая увеличения угловой погрешности пройдет через верхний доверительный предел $\Delta\varphi_{2в}$ второго интервала распределения. Поэтому из уравнения (32) следует

$$\Delta\varphi_{2в} = (\Delta\varphi_{1в} + h) 10^{\frac{t_2-t_1}{A}} - h. \quad (34)$$

По тем же соображениям, нижний доверительный предел $\Delta\varphi_{2н}$ второго интервала распределения можно найти из уравнения

$$\Delta\varphi_{2н} = (\Delta\varphi_{1н} + h) 10^{\frac{t_2-t_1}{A}} - h. \quad (35)$$

Для определения коэффициентов A и h решим совместно уравнения (34) и (35). Определим выражение коэффициента A :

$$\Delta\varphi_{2в} - \Delta\varphi_{2н} = 10^{\frac{t_2-t_1}{A}} (\Delta\varphi_{1в} - \Delta\varphi_{1н});$$

$$\frac{\Delta\varphi_{2в} - \Delta\varphi_{2н}}{\Delta\varphi_{1в} - \Delta\varphi_{1н}} = 10^{\frac{t_2-t_1}{A}};$$

$$\lg \frac{\Delta\varphi_{2в} - \Delta\varphi_{2н}}{\Delta\varphi_{1в} - \Delta\varphi_{1н}} = \frac{t_2 - t_1}{A} \lg 10;$$

откуда

$$A = \frac{t_2 - t_1}{\lg \frac{\Delta\varphi_{2в} - \Delta\varphi_{2н}}{\Delta\varphi_{1в} - \Delta\varphi_{1н}}};$$

из уравнений (30) и (31)

$$\Delta\varphi_{1в} - \Delta\varphi_{1н} = 2lS_1,$$

по аналогии

$$\Delta\varphi_{2B} - \Delta\varphi_{2H} = 2lS_2,$$

тогда окончательно получим

$$A = \frac{t_2 - t_1}{\lg \frac{S_2}{S_1}}. \quad (36)$$

Определим выражения для коэффициента h :

$$\begin{aligned} \Delta\varphi_{2B} + h &= (\Delta\varphi_{1B} + h) 10^{\frac{t_2 - t_1}{A}} \\ \Delta\varphi_{2H} + h &= (\Delta\varphi_{1H} + h) 10^{\frac{t_2 - t_1}{A}}; \\ \frac{\Delta\varphi_{2B} + h}{\Delta\varphi_{2H} + h} &= \frac{\Delta\varphi_{1B} + h}{\Delta\varphi_{1H} + h}; \\ (\Delta\varphi_{2B} + h)(\Delta\varphi_{1H} + h) &= (\Delta\varphi_{2H} + h)(\Delta\varphi_{1B} + h); \\ \Delta\varphi_{2B}\Delta\varphi_{1H} + \Delta\varphi_{2B}h + \Delta\varphi_{1H}h &= \Delta\varphi_{2H}\Delta\varphi_{1B} + \Delta\varphi_{2H}h + \Delta\varphi_{1B}h; \\ \Delta\varphi_{2B}h + \Delta\varphi_{1H}h - \Delta\varphi_{2H}h - \Delta\varphi_{1B}h &= \Delta\varphi_{2H}\Delta\varphi_{1B} - \Delta\varphi_{2B}\Delta\varphi_{1H}; \\ h(\Delta\varphi_{1H} + \Delta\varphi_{1B} + \Delta\varphi_{2B} - \Delta\varphi_{2H}) &= \Delta\varphi_{2H}\Delta\varphi_{1B} - \Delta\varphi_{2B}\Delta\varphi_{1H}; \end{aligned}$$

откуда

$$h = \frac{\Delta\varphi_{2H}\Delta\varphi_{1B} - \Delta\varphi_{2B}\Delta\varphi_{1H}}{\Delta\varphi_{1H} - \Delta\varphi_{1B} + \Delta\varphi_{2B} - \Delta\varphi_{2H}}.$$

Из уравнений (30) и (31) находим выражения для h через $\Delta\varphi_1$, $\Delta\varphi_2$, S_1 и S_2 :

$$\begin{aligned} \Delta\varphi_{2H}\Delta\varphi_{1B} - \Delta\varphi_{2B}\Delta\varphi_{1H} &= (\Delta\varphi_2 - lS_2)(\Delta\varphi_1 + lS_1) - \\ &\quad - (\Delta\varphi_2 + lS_2)(\Delta\varphi_1 - lS_1); \\ \Delta\varphi_2\Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2lS_1 - \Delta\varphi_1lS_2 - lS_2lS_1 - \Delta\varphi_2\Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2lS_1 - \\ &\quad - \Delta\varphi_1lS_2 + lS_2lS_1 = 2(\Delta\varphi_2lS_1 - \Delta\varphi_1lS_2); \\ \Delta\varphi_{1H} - \Delta\varphi_{1B} + \Delta\varphi_{2B} - \Delta\varphi_{2H} &= \\ = \Delta\varphi_1 - lS_1 - \Delta\varphi_2 - lS_1 + \Delta\varphi_2 + lS_2 - \Delta\varphi_2 + lS_2 &= \\ = 2(lS_2 - lS_1). \end{aligned}$$

После подстановок

$$h = \frac{2(\Delta\varphi_2lS_1 - \Delta\varphi_1lS_2)}{2(lS_2 - lS_1)} = \frac{2lS_1\left(\Delta\varphi_2 - \Delta\varphi_1\frac{S_2}{S_1}\right)}{2lS_1\left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)},$$

тогда окончательно получим

$$h = \frac{\Delta\varphi_2 - \Delta\varphi_1 \frac{S_2}{S_1}}{\frac{S_2}{S_1} - 1}. \quad (37)$$

Уравнение (29) можно переписать для определения угловой погрешности универсального редуктора:

$$\Delta\varphi_{\text{ред}} = [(\Delta\varphi_{\text{ред}})^0 + h_{\text{к ред}}] 10^{\frac{t}{A_{\text{к ред}}}} - h_{\text{к ред}}, \quad (38)$$

где $\Delta\varphi_{\text{ред}}$ — суммарный ход (в угловых величинах) универсального редуктора после определенного времени (t) его эксплуатации; $(\Delta\varphi_{\text{ред}})^0$ — угловая погрешность универсального редуктора к моменту окончания его изготовления; t — продолжительность эксплуатации универсального редуктора, ч; $h_{\text{к ред}}$ — постоянный коэффициент для универсального редуктора с конкретным передаточным отношением, характеризующий смещение кривой износа, угловые величины; $A_{\text{к ред}}$ — коэффициент долговечности универсального редуктора для конкретного передаточного отношения, ч.

Величину приращения ($\Delta\varphi_{\text{изн ред}}$) угловой погрешности универсального редуктора в результате износа предлагается определять по формуле

$$\Delta\varphi_{\text{изн ред}} = \Delta\varphi_{\text{ред}} - (\Delta\varphi_{\text{ред}})^0$$

или

$$\Delta\varphi_{\text{изн ред}} = [(\Delta\varphi_{\text{ред}})^0 + h_{\text{к ред}}] 10^{\frac{t}{A_{\text{к ред}}}} - h_{\text{к ред}} - (\Delta\varphi_{\text{ред}})^0.$$

После преобразования получим

$$\Delta\varphi_{\text{изн ред}} = [(\Delta\varphi_{\text{ред}})^0 + h_{\text{к ред}}] \left(10^{\frac{t}{A_{\text{к ред}}}} - 1 \right). \quad (39)$$

В случае, когда универсальному редуктору дается приработка, уравнение (38) можно переписать в виде

$$\Delta\varphi_{\text{ред}} = (\Delta\varphi_{\text{п ред}} + h_{\text{к ред}}) 10^{\frac{t - t_{\text{п}}}{A_{\text{к ред}}}} - h_{\text{к ред}}, \quad (40)$$

где $\Delta\varphi_{\text{п ред}}$ — исходное значение угловой погрешности универсального редуктора после определенного времени ($t_{\text{п}}$) его приработки; $t_{\text{п}}$ — продолжительность приработки универсального редуктора, ч.

Формулу (39) для случая приработки универсального редуктора можно переписать в виде

$$\Delta\varphi_{\text{изн ред}} = (\Delta\varphi_{\text{п ред}} + h_{\text{к ред}}) \left(10^{\frac{t - t_{\text{п}}}{A_{\text{к ред}}}} - 1 \right). \quad (41)$$

Определение суммарной угловой погрешности универсального редуктора с учетом срока его эксплуатации. После рассмотрения основных первичных ошибок как производственного, так и эксплуа-

тационного характера, влияющих на величину мертвого хода универсального редуктора, можно рекомендовать уравнение для определения приведенного значения суммарного мертвого хода универсального редуктора с учетом его эксплуатации:

$$\Delta\varphi_{\text{ред}} = \Delta\varphi_{\text{пр ред}} + \Delta\varphi_{\text{оп ред}} + \Delta\varphi_{\text{ж ред}} + \\ + \Delta\varphi_{\text{т ред}} - \Delta\varphi_{\text{см ред}} + \Delta\varphi_{\text{изн ред}},$$

где

$$(\Delta\varphi_{\text{ред}})^0 = \Delta\varphi_{\text{пр ред}} + \Delta\varphi_{\text{оп ред}} + \Delta\varphi_{\text{ж ред}} + \\ + \Delta\varphi_{\text{т ред}} - \Delta\varphi_{\text{см ред}}. \quad (42)$$

Таким образом, уравнение для определения приведенного значения суммарной угловой погрешности универсального редуктора с учетом его эксплуатации принимает вид

$$\Delta\varphi_{\text{ред}} = (\Delta\varphi_{\text{ред}})^0 + \Delta\varphi_{\text{изн ред}}. \quad (43)$$

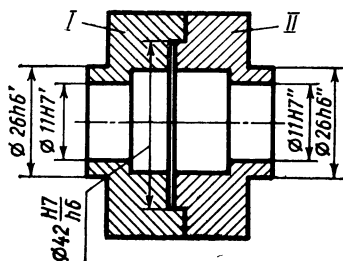
РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ КОРПУСОВ И СТАКАНОВ

Как было изложено в гл. 3, корпуса и стаканы определяют конструктивный ряд электромеханических модулей и обеспечивают их типовые габаритные и присоединительные размеры. В системе электромеханических модулей разработаны два основных типа корпуса: в виде тела вращения (см. рис. 13); в виде параллелепипеда (см. рис. 14).

Корпусы и стаканы электромеханических модулей требуют высокой точности взаимного расположения обрабатываемых поверхностей: соосности, точности межосевого расстояния между двумя отверстиями, параллельности и перпендикулярности осей цилиндрических поверхностей, параллельности осей отверстий относительно базовых поверхностей, перпендикулярности торцовых поверхностей к осям отверстий, параллельности и перпендикулярности плоских поверхностей и т. п.

Взаимное расположение и точность обрабатываемых поверхностей корпусов и стаканов электромеханических модулей существенным образом влияют на такие эксплуатационные характеристики модулей, как кинематическая погрешность и угловая погрешность.

Определение возможного смещения поясков $\varnothing 26h6'$ и $\varnothing 26h6''$, а также $\varnothing 11H7'$ относительно $\varnothing 11H7''$ (рис. 66) в любом из электромеханических модулей с параллелепипедной формой корпуса проведем с помощью рекомендаций [8]. Проведенные исследования и расчеты показали, что предельно полное значение смещения $\varnothing 26h6'$ относительно $\varnothing 26h6''$



$$\Delta_{\text{пк}} = \Delta_{\text{ок}} \pm \delta_{\text{к}} = 22 \pm 38 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{\text{пк max}} = 60 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{\text{пк min}} = -16 \text{ мкм}.$$

Рис. 66. Схема соединения двух половинок корпуса зубчатого колеса

Так как $\varnothing 11H7'$ и $\varnothing 11 H7''$ обрабатываются совместно, то смещение их осей равно нулю.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ АНАЛИТИЧЕСКОГО ВЫРАЖЕНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СУММАРНОЙ ВЕЛИЧИНЫ СМЕЩЕНИЯ ВАЛИКОВ ДВУХ СОЕДИНЯЕМЫХ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ ПРИ КРУГОВОМ РАССЕИВАНИИ

Случай первый. Величины смещения валиков двух соединяемых электромеханических модулей ρ_1 и ρ_2 постоянны. Для этого случая определим аналитически кривую распределения суммы двух детерминированных величин при круговом рассеивании. Суммарная величина ρ_Σ смещения двух валиков есть функция их углового положения (рис. 67 и 68), т. е. зависит от угла φ и выражается формулой

$$\rho_\Sigma = \sqrt{\rho_1^2 + \rho_2^2 - 2\rho_1\rho_2 \cos \varphi}. \quad (44)$$

Вероятность того, что ρ_Σ окажется в пределах $\rho_\Sigma, \rho_\Sigma + d\rho_\Sigma$, пропорциональна длине $d\rho_\Sigma$ и обратно пропорциональна скорости изменения ρ_Σ по φ . Поэтому плотность вероятности

$$f(\rho_\Sigma) = C \frac{d\varphi}{d\rho_\Sigma}.$$

Дифференцируя выражение (44), находим

$$f(\rho_\Sigma) = C \frac{2\rho_\Sigma}{\sqrt{4\rho_1^2\rho_2^2 - (\rho_1^2 + \rho_2^2 - \rho_\Sigma^2)^2}}$$

ρ_Σ изменяется в интервале $|\rho_2 - \rho_1| \leq \rho_\Sigma \leq |\rho_2 + \rho_1|$, поэтому

$$f(\rho_\Sigma) = 0 \text{ при } \begin{cases} -\infty < \rho_\Sigma \leq |\rho_2 - \rho_1| \\ |\rho_2 + \rho_1| \leq \rho_\Sigma < +\infty. \end{cases}$$

Рис. 67. Схема соединения двух электромеханических модулей стаканом

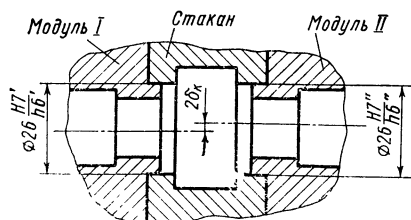
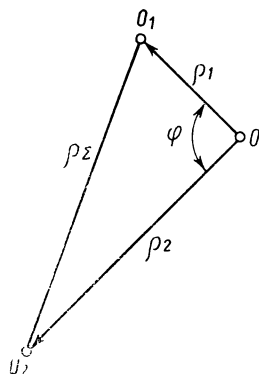


Рис. 68. Схема смещения валиков двух соединяемых электромеханических модулей



Из условия

$$\int_{-\infty}^{+\infty} f(\rho_{\Sigma}) d\rho_{\Sigma} = 1$$

находим

$$2C \int_{\rho_2 - \rho_1}^{\rho_2 + \rho_1} \frac{\rho_{\Sigma} d\rho_{\Sigma}}{\sqrt{4\rho_1^2 \rho_2^2 - (\rho_1^2 + \rho_2^2 - \rho_{\Sigma}^2)^2}} = \arcsin 1 = \frac{\pi}{2}.$$

$$\text{Отсюда } 2C \frac{\pi}{2} = 1, \text{ следовательно } C = \frac{1}{\pi}.$$

Таким образом, формула плотности вероятности суммарной величины ρ_{Σ} представляется в следующем виде:

$$f(\rho_{\Sigma}) = \frac{2}{\pi} \frac{\rho_{\Sigma}}{\sqrt{4\rho_1^2 \rho_2^2 - (\rho_1^2 + \rho_2^2 - \rho_{\Sigma}^2)^2}}. \quad (45)$$

Исследование предельных значений в точках $(\rho_2 + \rho_1)$ и $(\rho_2 - \rho_1)$ показывает, что

$$\lim_{\rho_{\Sigma} \rightarrow \rho_2 + \rho_1} f(\rho_{\Sigma}) = \frac{2}{\pi} \frac{1}{0} = \infty$$

при $\rho_{\Sigma} \rightarrow |\rho_2 + \rho_1|$ и $\lim_{\rho_{\Sigma} \rightarrow \rho_2 - \rho_1} f(\rho_{\Sigma}) = -\infty$ при $\rho_{\Sigma} \rightarrow |\rho_2 - \rho_1|$.

Для определения экстремума найдем производную плотности вероятности

$$\frac{d[f(\rho_{\Sigma})]}{d\rho_{\Sigma}} = \frac{2}{\pi} \frac{(\rho_{\Sigma}^2 - \rho_2^2 + \rho_1^2)(\rho_{\Sigma}^2 + \rho_2^2 - \rho_1^2)}{[4\rho_1^2 \rho_2^2 - (\rho_1^2 + \rho_2^2 - \rho_{\Sigma}^2)^2]^{3/2}}.$$

В точке $\rho_{\Sigma} = \sqrt{|\rho_2^2 - \rho_1^2|}$ функция имеет минимум, т. е.

$$f(\rho_{\Sigma})_{\min} = \frac{1}{\pi \rho_1}.$$

Таким образом, закон распределения суммарной погрешности ρ_{Σ} , образованной двумя постоянными погрешностями, вызванными эксцентриситетами соединяемых валиков электромеханических модулей, при круговом рассеивании зависит от соотношения этих погрешностей и не подчиняется закону нормального распределения. При равенстве величин ρ_1 и ρ_2 , т. е. при $\rho_1 = \rho_2 = \rho$, плотность вероятности значения ρ_{Σ} выразится формулой

$$f(\rho_{\Sigma}) = \frac{2}{\pi \sqrt{4\rho^2 - \rho_{\Sigma}^2}}. \quad (46)$$

Второй случай. Величины смещения валиков двух соединяемых электромеханических модулей ρ_1 и ρ_2 переменны, т. е. сами являют-

ся случайными величинами. Из рис. 74 следует, что

$$\rho_{\Sigma} = \sqrt{\rho_1^2 + \rho_2^2 - 2\rho_1\rho_2 \cos \varphi};$$

$$|\rho_2 - \rho_1| \leq \rho_{\Sigma} \leq |\rho_2 + \rho_1|.$$

Случайная величина φ распределена равномерно в интервале от 0 до 2π . Случайные величины ρ_1 и ρ_2 подчиняются закону распределения Максвелла, математические выражения плотности вероятности этих величин соответственно имеют вид

$$f(\rho_1) = \frac{\rho_1}{\sigma_{01}^2} e^{-\frac{\rho_1^2}{2\sigma_{01}^2}} \text{ при } 0 \leq \rho_1 < \infty$$

и

$$f(\rho_2) = \frac{\rho_2}{\sigma_{02}^2} e^{-\frac{\rho_2^2}{2\sigma_{02}^2}} \text{ при } 0 \leq \rho_2 < \infty.$$

Закон распределения суммы двух случайных величин ρ_1 и ρ_2 найдем через декартовы координаты.

Суммарная величина ρ_{Σ} в этом случае выразится как

$$\rho_{\Sigma} = \sqrt{(x_1 + x_2)^2 + (y_1 + y_2)^2},$$

обозначим

$$x_1 + x_2 = \xi_1; \quad y_1 + y_2 = \xi_2;$$

тогда

$$\rho_{\Sigma} = \sqrt{\xi_1^2 + \xi_2^2}.$$

Поскольку составляющие суммарного вектора ρ_{Σ} , ρ_1 и ρ_2 в декартовых координатах по осям x и y подчиняются нормальному закону, суммарные значения ξ_1 и ξ_2 , определяющие положение вектора ρ_{Σ} в декартовых координатах, также подчиняются нормальному закону.

Поэтому функции плотности вероятности по осям x и y суммарного вектора ρ_{Σ} будут выражены как

$$f(\xi_1) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_{\xi_1}} e^{-\frac{\xi_1^2}{2\sigma_{\xi_1}^2}}$$

и

$$f(\xi_2) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_{\xi_2}} e^{-\frac{\xi_2^2}{2\sigma_{\xi_2}^2}},$$

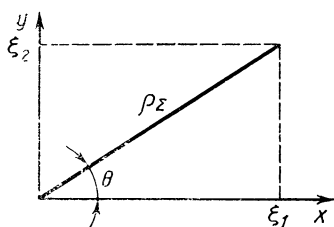


Рис. 69. Суммарный вектор ρ_{Σ} в декартовых координатах

где

$$\sigma_{\xi_1}^2 = \sigma_{x_1}^2 + \sigma_{x_2}^2 = 2\sigma_x^2,$$

$$\sigma_{\xi_2}^2 = \sigma_{y_1}^2 + \sigma_{y_2}^2 = 2\sigma_y^2,$$

$$\sigma_{\xi_1}^2 = \sigma_{\xi_2}^2 = \sigma_{\xi}^2.$$

Изобразим суммарный вектор ρ_{Σ} в декартовых координатах с углом θ (рис. 69).

Произведение функции плотности вероятностей ξ_1 и ξ_2 выразим как

$$f(\xi_1) f(\xi_2) = \frac{1}{2\pi\sigma_{\xi}^2} e^{-\frac{\xi_1^2 + \xi_2^2}{2\sigma_{\xi}^2}} = \frac{\rho_{\Sigma}}{2\pi\sigma_{\xi}^2} e^{-\frac{\rho_{\Sigma}^2}{2\sigma_{\xi}^2}},$$

$$\text{где } \xi_1 = \rho_{\Sigma} \cos \theta, \quad \xi_2 = \rho_{\Sigma} \sin \theta,$$

ρ_{Σ} — модуль Якобиана, определенный из выражения

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial \xi_1}{\partial \rho_{\Sigma}} & \frac{\partial \xi_2}{\partial \rho_{\Sigma}} \\ \frac{\partial \xi_1}{\partial \theta} & \frac{\partial \xi_2}{\partial \theta} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\rho_{\Sigma} \sin \theta & \rho_{\Sigma} \cos \theta \end{vmatrix} = \\ = \rho_{\Sigma} \cos^2 \theta + \rho_{\Sigma} \sin^2 \theta = \rho_{\Sigma}.$$

Для определения функции плотности суммарной величины возьмем интеграл произведения функций плотностей вероятностей случайных величин ρ_{Σ} и θ :

$$\int_0^{2\pi} f(\rho_{\Sigma}) f(\theta) d\theta = \int_0^{2\pi} \frac{\rho_{\Sigma}}{2\pi\sigma_{\xi}^2} e^{-\frac{\rho_{\Sigma}^2}{2\sigma_{\xi}^2}} d\theta = \frac{\rho_{\Sigma}}{\sigma_{\xi}^2} e^{-\frac{\rho_{\Sigma}^2}{2\sigma_{\xi}^2}}.$$

Таким образом, закон распределения суммарной погрешности, образованный двумя случайными погрешностями ρ_1 и ρ_2 , подчиненных закону Максвелла, также подчиняется этому закону, т. е.

$$f(\rho_{\Sigma}) = \frac{\rho_{\Sigma}}{\sigma_{\xi}^2} e^{-\frac{\rho_{\Sigma}^2}{2\sigma_{\xi}^2}}, \quad (47)$$

где

$$\sigma_{\xi}^2 = 2\sigma_x^2 = 2\sigma_y^2.$$

РАСЧЕТ УГЛОВОЙ ПОГРЕШНОСТИ ПОВОДКОВОЙ МУФТЫ

Поводковая муфта в основном применяется там, где при соединении валиков двух электромеханических модулей их относительное осевое смещение равно нулю. Практически из-за имеющихся отклонений в размерах электромеханических модулей это осуществить невозможно. Поэтому при соединении валиков двух модулей из-за несоосности валиков поводковая муфта дает угловую кинематическую погрешность. Эту погрешность можно определить по методике, изложенной в работе [9].

Если $\Delta\varphi$ — угловая погрешность ведомого поводка, R — радиус поводка, φ — текущее значение угла поворота ведущего поводка и e — несоосность соединяемых валиков, то с помощью формулы

$$\Delta\varphi = \int \frac{\delta R d\varphi}{R},$$

где $\delta R = e \cos \varphi$, определим угловую погрешность поводка:

$$\Delta\varphi = \int \frac{e \cos \varphi d\varphi}{R}.$$

Максимально возможная угловая погрешность ведомого поводка за полный оборот ведущего поводка будет составлять при $\varphi_n = 90^\circ$ и $\varphi_k = 270^\circ$

$$\Delta\varphi = \frac{e}{R} \int_{\varphi_n}^{\varphi_k} \cos \varphi d\varphi,$$

откуда

$$\Delta\varphi_{\max} = \frac{e}{R} \int_{90^\circ}^{270^\circ} \cos \varphi d\varphi = \frac{2e}{R},$$

т. е. максимальная угловая погрешность поводковой муфты из-за несоосности соединяемых валиков модулей равна $\frac{2e}{R}$. Линейный мертвый ход поводковой муфты в общем случае определяют по формуле

$$C_{\text{мп}} = C_{\text{прмп}} + C_{\text{жмп}} + C_{\text{измп}}, \quad (48)$$

где $C_{\text{прмп}}$ — составляющая угловой погрешности, вызванная производственными погрешностями изготовления и сборки; $C_{\text{жмп}}$ — составляющая угловой погрешности, вызванная упругими деформациями деталей; $C_{\text{измп}}$ — составляющая мертвого хода, вызванная изнашиванием.

Для обычной поводковой муфты значение линейной угловой погрешности от производственных погрешностей подсчитывается по формуле

$$C_{\text{прмп}}^{\max} = \bar{C}_{\text{мп}} \pm \delta C_{\text{мп}},$$

где $\bar{C}_{\text{мп}}$ — среднее значение угловой погрешности; $\delta C_{\text{мп}}$ — предельные отклонения угловой погрешности от среднего значения;

$$\bar{C}_{\text{мп}} = \sum_{i=1}^n (\Delta_{0i} + \alpha_i \delta_i);$$

$$\delta C_{\text{мп}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n k_i^2 \delta_i^2},$$

откуда

$$C_{\text{пр мп}} = \sum_{i=1}^n (\Delta_{0i} + \alpha_i \delta_i) \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n k_i^2 \delta_i^2}. \quad (49)$$

Так как для обычной поводковой муфты $\alpha_i = 0$ и $K_i = 1$, то

$$C_{\text{пр мп}} = \Delta_{0s_1} + \Delta_{0s_2} \pm \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2}, \quad (50)$$

где δ_1 — половина поля допуска отклонения паза, мм; δ_2 — половина поля допуска отклонения поводка, мм.

Значение угловой погрешности от производственных погрешностей (в минутах) определяют по формуле

$$\Delta \varphi_{\text{пр мп}} = \frac{3440 C_{\text{пр мп}}}{R} =$$

$$= \frac{3440 \left[(\Delta_{0s_1} + \Delta_{0s_2}) \pm \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2} \right]}{R}, \quad (51)$$

где R — радиус поводка, мм.

Составляющие $C_{\text{ж мп}}$ и $C_{\text{изг мп}}$ определяют по методике, изложенной ранее.

Угловую погрешность, вызванную упругими деформациями, определяют по объемным и контактным деформациям, при этом учитывают угловую погрешность от скручивания и прогиба валиков, а также от деформаций в штифтовых соединениях. В общем виде угловую погрешность от упругих деформаций определяют отдельно для ведущего и ведомого поводков.

Значение линейного мертвого хода, вызванного скручиванием валика, определяют по формуле

$$C_{\text{кр мп}} = \frac{2M_{\text{ки}} l_i R_i}{G \cdot 0,1 d_i^4}.$$

Значение линейной угловой погрешности, вызванной изгибом валика, определяют по формуле

$$C_{\text{изг мп}} = \frac{2P_i l_i^2 l_{\text{к}}}{3EJ}.$$

Значение линейной угловой погрешности, вызванной деформацией штифтового соединения, определяют по формуле

$$C_{шт\text{ мп}} = 2\Delta\varphi_{шт\text{ мп}} R_i,$$

где M_{ki} — вращающий момент; l_i — длина консольной части валика; l_k — длина валика с учетом расстояния между опорами; d_i — диаметр валика; P_i — усилие изгиба от вращающего момента; R_i — радиус поводка муфты; $\Delta\varphi_{шт\text{ мп}}$ определяют по формуле (12).

Суммарную линейную угловую погрешность поводковой муфты, вызванную упругими деформациями, определяют по формуле

$$C_{ж\text{ мп}} = C_{кр\text{ мп}} + C_{изг\text{ мп}} + C_{шт\text{ мп}}. \quad (52)$$

Угловую погрешность в минутах определяют по формуле

$$\Delta\varphi_{ж\text{ мп}} = \frac{3440C_{ж\text{ мп}}}{R_i}. \quad (53)$$

Учитывая, что в электромеханических модулях геометрические размеры валов симметричны, суммарную величину угловой погрешности от упругих деформаций считают равной удвоенному значению любого поводка муфты:

$$\Delta\varphi_{ж\text{ мп}\Sigma} = \frac{6880C_{ж\text{ мп}}}{R_i}. \quad (54)$$

Угловую погрешность поводковой муфты, вызванную износом, определяют по формуле (64):

$$\Delta\varphi_{изн\text{ мп}} = [(\Delta\varphi_{мп})^0 + h_{мп}] \left(10^{\frac{t}{A_{мп}}} - 1 \right), \quad (55)$$

где $\Delta\varphi_{изн\text{ мп}}$ — величина приращения угловой погрешности в результате износа (в угловых величинах); $(\Delta\varphi_{мп})^0$ — значение угловой погрешности к моменту окончания изготовления; t — продолжительность эксплуатации, ч; $h_{мп}$ — постоянный коэффициент, характеризующий смещение кривой износа (в угловых величинах); $A_{мп}$ — коэффициент долговечности, ч.

В результате суммарная величина угловой погрешности

$$\Delta\varphi_{мп} = \Delta\varphi_{пр\text{ мп}} + \Delta\varphi_{ж\text{ мп}\Sigma} + \Delta\varphi_{изн\text{ мп}}. \quad (56)$$

В случае применения в поводковой муфте люфтовыбирающего устройства с пружиной составляющие от производственных погрешностей (51) и величина износа (55) при определении суммарной величины угловой погрешности не учитываются.

РАСЧЕТ УГЛОВОЙ ПОГРЕШНОСТИ ЖЕСТКОЙ КРЕСТОВОЙ МУФТЫ

Жесткая крестовая муфта широко применяется в системе электромеханических модулей благодаря ее способности исключать угловую кинематическую погрешность, что достигается конструктивно с помощью ее плавающей дифференциальной части (рис. 70).

В общем виде угловую погрешность определяют по формуле

$$C_{мк} = C_{пр\text{ мк}} + C_{ж\text{ мк}} + C_{изн\text{ мк}},$$

где $C_{пр\text{ мк}}$ — составляющая угловой погрешности, вызванная производственными погрешностями; $C_{ж\text{ мк}}$ — составляющая угловой погрешности, вызванная упругими деформациями; $C_{изн\text{ мк}}$ — составляющая угловой погрешности, вызванная износом.

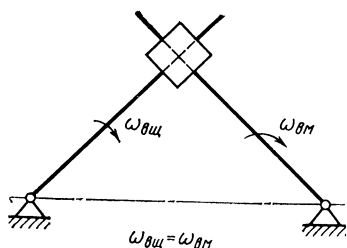


Рис. 70. Кинематическая схема крестовой жесткой муфты: $\omega_{вщ}$ — угловая скорость ведущего звена; $\omega_{вм}$ — угловая скорость ведомого звена

Значение угловой погрешности муфты (рис. 70) от производственных погрешностей определяется в общем виде по формулам (74) и (75).

Угловая погрешность муфты от производных погрешностей определяется для двух частных случаев.

1. Эксцентриситет соединяемых валиков электромеханических модулей отсутствует или пренебрежимо мал:

$$\Delta\varphi'_{пр\text{ мк}} = \frac{6880 \cdot 2C_{пр\text{ мк}}}{D} = \frac{13760 \left[(\Delta_{ос1} + \Delta_{ос2}) \pm \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2} \right]}{D}. \quad (57)$$

2. Соединение валиков электромеханических модулей происходит при наличии эксцентриситета между ними:

$$\Delta\varphi''_{пр\text{ мк}} = \frac{6880C_{пр\text{ мк}}}{D} + \frac{6880C_{пр\text{ мк}}}{D-e} = 6880 \left[(\Delta_{ос1} + \Delta_{ос2}) \pm \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2} \right] \left(\frac{1}{D} + \frac{1}{D-e} \right), \quad (58)$$

где D — наружный диаметр муфты, мм; $\Delta_{ос1}$ — координата середины поля допуска паза поводка; δ_1 — половина поля допуска паза поводка, мм; δ_2 — половина поля допуска зуба крестовины, мм; $\Delta_{ос2}$ — координата середины поля зуба крестовины; e — эксцентриситет соединяемых валиков электромеханических модулей.

Суммарное значение угловой погрешности

$$\Delta\varphi_{мк} = \Delta\varphi_{пр\text{ мк}} + \Delta\varphi_{ж\text{ мк}} + \Delta\varphi_{изн\text{ мк}}. \quad (59)$$

Составляющие $C_{ж\text{ мк}}$, $C_{изн\text{ мк}}$ и суммарную величину угловой погрешности муфты определяют по формулам (15), (39).

3. РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКИХ И ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ КОНТАКТОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ

В конструкциях отдельных электромеханических модулей, таких как электромагнитные муфты, коммутаторы и другие, применяют скользящие электрические контакты.

Надежная работа скользящей контактной пары зависит от многих факторов, в том числе от силы трения точечного контакта, от скорости износа контактной пары при трении, от силы тока, пере-

даваемой скользящим контактом, от материала контактной пары и т. д.

Сила трения состоит из следующих составляющих: силы, которая идет на преодоление сцепления молекулярных связей между контактными поверхностями; силы, которая идет на срез взаимно внедренных шероховатостей; силы, вызывающей пластическую деформацию; силы, вызывающей упругую деформацию.

В работе [38] приводится формула для расчета величины износа более мягкого материала скользящей контактной пары. Эта формула имеет следующий вид:

$$W = Z \frac{PS}{H},$$

где W — объем стертого материала (см^3) при движении на длине S , см; Z — безразмерный коэффициент (равен 10^{-5}); P — давление контакта, Н; H — твердость более мягкого материала контактной пары, Н/ см^2 .

При расчете контактной пары на механическую прочность следует учитывать деформацию и максимальное механическое напряжение σ_{\max} . Величину деформации контактов можно определить по формуле Герца из теории упругости для области соприкосновения двух сжимаемых тел, ограниченных поверхностью произвольной кривизны. Здесь возможны два случая.

Первый случай. Для контактов со сферической рабочей поверхностью после их сжатия площадка соприкосновения будет иметь форму круга радиусом

$$R = 1,11 \sqrt[3]{\frac{P}{E} \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}},$$

где P — сила сжатия; E — модуль упругости; r_1 и r_2 — радиусы кривизны рабочих поверхностей контактов.

В этой и последующих формулах с целью упрощения расчетов коэффициент Пуассона принят постоянным и равным 0,3, что близко к его действительному значению для большинства металлов и сплавов.

Второй случай. Рабочие поверхности контактов имеют форму цилиндрических поверхностей с параллельными осями цилиндров. В этом случае поверхность соприкосновения будет иметь прямоугольную форму шириной

$$b = 3,04 \sqrt{\frac{P}{lE} \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}},$$

где l — длина цилиндрической поверхности контактных тел.

Для первого случая максимальное механическое напряжение будет находиться в центре соприкосновения контактной пары и определяется по формуле

$$\sigma_{\max} = 0,388 \sqrt[3]{PE^2 \left(\frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2} \right)}.$$

Для второго случая наибольшее напряжение будет находиться на средней линии площадки соприкосновения и определяется по формуле

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{PE}{l} \left(\frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2} \right)}.$$

Расчет контактной пары на отсутствие дуги. Дуга между размыкаемыми контактами возникает лишь при условии достаточно большой мощности, потребляемой нагрузкой. Формула для определения предельного значения силы тока контактной пары, обеспечивающего отсутствие дуги, имеет следующий вид:

$$J_{\max} = \frac{4mU_c (c + dl)}{(mU_c - a - bl)^2},$$

где U_c — напряжение сети; питающей нагрузку через контактную пару; m — коэффициент запаса (равен отношению предельного напряжения питания, при котором появляется дуга с силой тока I_{\max} , к величине U_c); l — расстояние между контактами, мм; a, b, c, d — коэффициенты уравнения статической вольт-амперной характеристики дуги. При этом напряжение не должно превышать

$$U_{\text{доп}} = a + bl + \frac{c + dl}{I},$$

где I — сила тока дуги, А; a, b, c, d — коэффициенты, выбираемые из табл. 3.

Таблица 3

Материал контактов	a , В	b , В/мм	c , В	d , В/мм
Серебро	14	3,6	11,4	19
Платина	20,8	4,6	12,2	21
Медь	21,4	3,0	10,7	15,2

В случае, если $l=0$, максимальную силу тока контактной пары определяют по формуле

$$I_{\max} = \frac{4mU_c c}{(mU_c - a)^2}.$$

4. РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ СЛОЖНОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА

Расчет угловой погрешности и долговечности электромеханических устройств, сконструированных из электромеханических модулей, практически сводится к суммированию значений уже известных эксплуатационных характеристик отдельных модулей, составляющих схему электромеханического устройства.

В общем виде угловую погрешность электромеханического устройства определяют по формуле

$$\Delta\varphi_y = \sum_{i=1}^n i' \Delta\varphi_{mi}, \quad (60)$$

где

$$\Delta\varphi_{mi} = (\Delta\varphi_{mi})^0 + \Delta\varphi_{\text{физн } mi}; \quad (61)$$

i' — коэффициент приведения (линейное передаточное отношение) угловой погрешности i -го электромеханического модуля к рассчитываемому звену; $\Delta\varphi_{mi}$ — угловая погрешность (в угловых единицах) i -го электромеханического модуля; $(\Delta\varphi_{mi})^0$ — угловая погрешность (в угловых единицах) i -го электромеханического модуля к моменту окончания его изготовления; $\Delta\varphi_{\text{физн } mi}$ — угловая погрешность (в угловых единицах) i -го электромеханического модуля в результате износа; $\Delta\varphi_{\text{эу}}$ — угловая погрешность электромеханического устройства с учетом долговечности.

Следящий электромеханический привод. Следящий электромеханический привод является составной частью следящей системы, обеспечивающей непрерывное слежение за скоростью изменения кода пространственного угла при поступлении информации с неопределенной периодичностью и преобразование кода пространственного угла в напряжение.

Следящий электромеханический привод включает двигатель-генератор, ось которого должна вращаться со скоростью, пропорциональной напряжению на выходе усилителя; коммутатор, осуществляющий переключение входного сигнала на центральный канал памяти устройства; два потенциометра, настроенные на различные начальные условия. Потенциометры должны выдавать напряжение, пропорциональное коду пространственного угла. Это напряжение подается на рули летательного объекта, и он меняет свое местоположение в пространстве относительно передающего устройства.

Выбор начальных условий потенциометров должен осуществляться с помощью команды программного устройства в зависимости от участка траектории.

Основные технические требования: статический момент трогания на оси двигателя $M_{\text{ст}} \leq 0,1 \text{ Н} \cdot \text{см}$, максимальная частота вращения валиков коммутатора и потенциометров $n = 50 \text{ мин}^{-1}$, угловая погрешность между двигателем и потенциометрами — не более $2^\circ 10'$, привод реверсивный в пределах $324^\circ \pm 1^\circ 30'$, срок эксплуатации 200 ч.

После расчета основных технических параметров разрабатывают функциональную схему следящего электромеханического привода (рис. 71). На основании функциональной схемы и выбранных из

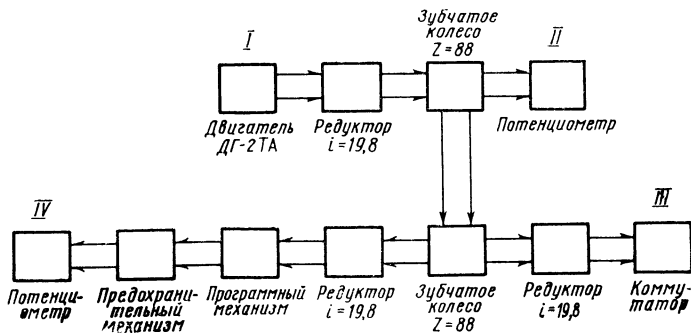


Рис. 71. Функциональная схема следящего привода

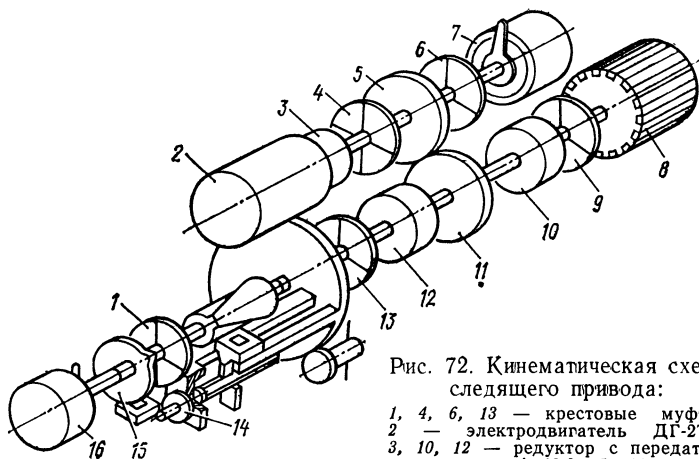


Рис. 72. Кинематическая схема следящего привода:

1, 4, 6, 13 — крестовые муфты; 2 — электродвигатель ДГ-2ТА; 3, 10, 12 — редуктор с передаточным числом $i=19,8$; 5, 11 — зубчатые цилиндрические колеса ($z=88$, $m=0,5$); 7 — потенциометр ППМЛ-М; 8 — коммутатор; 9 — муфта согласования; 14 — программный механизм; 15 — предохранительный механизм; 16 — потенциометр ПТП-21

каталога электромеханических модулей и комплектующих изделий вычерчивают кинематическую схему (рис. 72) и упрощенный общий вид устройства.

Следящий привод (см. рис. 71) состоит из следующих электромеханических модулей и комплектующих узлов: редуктор универсальный ($i=19,8$) 3 шт.; приставка 3 шт.; колесо зубчатое в корпусе ($z=88$) 3 шт.; программный механизм 1 шт.; предохранительный механизм 1 шт.; коммутатор 1 шт.; муфта крестовая жесткая 4 шт.; муфта согласования жесткая 1 шт.; стаканы соединительные 8 шт.; потенциометр ПТП-21 1 шт.; потенциометр ППМЛ 1 шт.

Учитывая, что технические требования и условия эксплуатации следящего привода укладываются в технические условия на электромеханические модули, определение угловой погрешности и долговечности следящего привода сводится к суммированию и приведению к выходному звену (потенциометр или коммутатор) с помощью определенных передаточных отношений ранее исследованных и рассчитанных эксплуатационных характеристик (угловой погрешности и износа) отдельных электромеханических модулей следящего привода.

В соответствии с кинематической схемой и техническими требованиями следящего привода необходимо определить угловую погрешность четырех ветвей кинематической цепи: I. Двигатель — потенциометр ППМЛ; II. Двигатель — потенциометр ПТП-21; III. Потенциометр ППМЛ — коммутатор; IV. Потенциометр ПТП-21 — коммутатор.

Первая ветвь кинематической цепи следящего привода (двигатель — потенциометр ППМЛ) состоит из следующих модулей: универсального редуктора ($i=19,8$), крестовой жесткой муфты, соеди-

нительного стакана зубчатого цилиндрического колеса в корпусе, крестовой муфты, соединительного стакана.

Угловая погрешность, приведенная к оси потенциометра ППМЛ, будет определяться суммой угловых погрешностей универсального редуктора и двух жестких крестовых муфт:

$$\Delta\varphi_I = \Delta\varphi_{ред} + 2\Delta\varphi_{мк}. \quad (62)$$

Формулы (42), (58) дают возможность определить конкретные значения составляющих угловой погрешности универсального редуктора и жесткой крестовой муфты.

Вторая ветвь кинематической цепи следящего привода (двигатель — потенциометр ПТП-21) состоит из следующих модулей: универсального редуктора ($i=19,8$), крестовой жесткой муфты, соединительного стакана, зубчатого цилиндрического колеса в корпусе ($z=88$), крестовой жесткой муфты, соединительного стакана, приставки, редуктора универсального ($i=19,8$), муфты крестовой жесткой, стакана соединительного, предохранительного механизма, муфты крестовой жесткой, стакана соединительного.

Угловая погрешность, приведенная к оси потенциометра ПТП-21, будет определяться суммой угловых погрешностей перечисленных модулей, с учетом передаточных отношений:

$$\begin{aligned} \Delta\varphi_{II} = & \frac{1}{19,8} \Delta\varphi_{ред} + \frac{2}{19,8} \Delta\varphi_{мк} + \\ & + \frac{1}{19,8} \Delta\varphi_{кз} + \Delta\varphi_{ред} + 3\Delta\varphi_{мк}. \end{aligned} \quad (63)$$

Третья ветвь кинематической цепи следящего привода (потенциометра ППМЛ — коммутатор) состоит из следующих модулей: муфты крестовой жесткой, стакана соединительного, колеса зубчатого цилиндрического в корпусе ($z=88$), муфты крестовой жесткой, стакана соединительного, приставки, редуктора универсального ($i=19,8$), муфты согласования, стакана соединительного.

Угловая погрешность, приведенная к оси коммутатора, будет определяться суммой угловых погрешностей перечисленных модулей с учетом передаточных отношений:

$$\Delta\varphi_{III} = \frac{2}{19,8} \Delta\varphi_{мк} + \frac{1}{19,8} \Delta\varphi_{кз} + \Delta\varphi_{ред} + \Delta\varphi_{мс}. \quad (64)$$

Четвертая ветвь кинематической цепи следящего привода (потенциометр ПТП-21 — коммутатор) состоит из следующих модулей: муфты крестовой жесткой, стакана соединительного, предохранительного механизма, муфты крестовой жесткой, стакана соединительного, программного механизма, муфты крестовой жесткой, стакана соединительного, редуктора универсального ($i=19,8$), приставки, муфты крестовой, жесткой, стакана соединительного, колеса зубчатого цилиндрического в корпусе ($z=88$), муфты крестовой жесткой, стакана соединительного, приставки, редуктора универсального ($i=19,8$), муфты согласования, стакана соединительного.

Угловая погрешность, приведенная к оси коммутатора, будет определяться суммой угловых погрешностей перечисленных модулей с учетом передаточных отношений:

$$\Delta\varphi_{IV} = 3\Delta\varphi_{МК} + \Delta\varphi_{ред} + \frac{2}{19,8} \Delta\varphi_{МК} + \Delta\varphi_{ред} + \Delta\varphi_{мс}. \quad (65)$$

В соответствии с ранее рассчитанными угловыми погрешностями универсального редуктора, зубчатых колес в корпусе и крестовой жесткой муфты определим на основании формул (62), (63), (64), (65) угловую погрешность четырех ветвей следящего привода к моменту окончания его изготовления.

I ветвь (двигатель — потенциометр ППМЛ)

$$\begin{aligned} (\Delta\varphi_I)_{\max}^0 &= (\Delta\bar{\varphi}_{ред})^0 + 2(\Delta\bar{\varphi}_{МК})^0 \pm \sqrt{[(\delta\varphi_{ред})^0]^2 + 2[(\delta\varphi_{МК})^0]^2} = \\ &= 39,35 + 2 \cdot 3,5 \pm \sqrt{11,75^2 + 2 \cdot 3,5^2} = 46,35' \pm 12,7'. \\ (\Delta\varphi_I)_{\max}^0 &= 59,05'; \quad (\Delta\varphi_I)_{\min}^0 = 33,65'. \end{aligned}$$

II ветвь (двигатель — потенциометр ПТП)

$$\begin{aligned} (\Delta\varphi_{II})_{\max}^0 &= \frac{(\Delta\bar{\varphi}_{ред})^0}{19,8} + \frac{2(\Delta\bar{\varphi}_{МК})^0}{19,8} + \frac{(\Delta\bar{\varphi}_{кз})^0}{19,8} + (\Delta\bar{\varphi}_{ред})^0 + \\ &+ 3(\Delta\bar{\varphi}_{МК})^0 \pm \sqrt{\left[\frac{(\delta\varphi_{ред})^0}{19,8} \right]^2 + 2 \left[\frac{(\delta\varphi_{МК})^0}{19,8} \right]^2 +} \rightarrow \\ &\leftarrow \frac{\left[\frac{(\delta\varphi_{кз})^0}{19,8} \right]^2 + [(\delta\varphi_{ред})^0]^2 + 3[(\delta\varphi_{МК})^0]^2}{=} = \\ &= 1,98 + 0,35 + 1,26 + 39,35 + 10,5 \pm \\ &\pm \sqrt{0,35 + 0,06 + 0,22 + 1,38 + 36,75} = 53,44' \pm 13,3'. \\ (\Delta\varphi_{II})_{\max}^0 &= 1^{\circ}6,74'; \quad (\Delta\varphi_{II})_{\min}^0 = 40,14'. \end{aligned}$$

III ветвь (потенциометр ППМЛ — коммутатор)

$$\begin{aligned} (\Delta\varphi_{III})_{\max}^0 &= \frac{2(\Delta\bar{\varphi}_{МК})^0}{19,8} + \frac{(\Delta\varphi_{кз})^0}{19,8} + (\Delta\bar{\varphi}_{ред})^0 + (\Delta\bar{\varphi}_{мс})^0 \pm \\ &\pm \sqrt{2 \left[\frac{(\delta\varphi_{МК})^0}{19,8} \right]^2 + \left[\frac{(\delta\varphi_{кз})^0}{19,8} \right]^2 + [(\delta\varphi_{ред})^0]^2 + [(\delta\varphi_{мс})^0]^2} = \\ &= 0,35 + 1,26 + 39,35 + 3,5 \pm \sqrt{0,06 + 0,22 + 138 + 12,25} = \\ &= 44,46' \pm 12,3'; \\ (\Delta\varphi_{III})_{\max}^0 &= 56,76'; \quad (\Delta\varphi_{III})_{\min}^0 = 32,16'. \end{aligned}$$

IV ветвь (потенциометр ПТП — коммутатор)

$$(\Delta\varphi_{IV})_{\max}^0 = 3(\Delta\bar{\varphi}_{МК})^0 + (\Delta\bar{\varphi}_{ред})^0 + \frac{2(\Delta\bar{\varphi}_{МК})^0}{19,8} +$$

$$\begin{aligned}
& + (\Delta\bar{\varphi}_{ред})^0 + (\Delta\bar{\varphi}_{мс})^0 \pm \sqrt{3[(\delta\varphi_{МК})^0]^2 + [(\delta\varphi_{ред})^0]^2 +} \\
& \leftarrow + 2 \left[\frac{(\delta\varphi_{МК})^0}{19,8} \right]^2 + [(\delta\varphi_{ред})^0]^2 + [(\delta\varphi_{мс})^0]^2 = 3 \cdot 3,5 + \\
& + 39,35 + \frac{2 \cdot 3,5}{19,8} + 39,35 + 3,5 \pm \\
& \pm \sqrt{3(3,5)^2 + 11,75^2 + 2 \left(\frac{3,5}{19,8} \right)^2 + 11,75^2 + 3,5^2} = \\
& = 93,05' \pm 18' \\
& (\Delta\varphi_{IV})_{\max}^0 = 1^\circ 51'; \quad (\Delta\varphi_{IV})_{\min}^0 = 1^\circ 15'.
\end{aligned}$$

Таким образом, теоретически рассчитанные угловые погрешности следящего привода, не превышают значений угловых погрешностей, заданных техническими условиями.

ГЛАВА 4

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА И ИСПЫТАНИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ

1. ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ

Высокие эксплуатационные требования, предъявляемые к электромеханическим устройствам, требуют создания производственной базы для их изготовления и контроля с высокой культурой производства, основанной на последних достижениях науки и передового опыта промышленности. Была проведена специальная работа по созданию специализированного производства для изготовления электромеханических модулей. В настоящее время производство электромеханических модулей оснащено необходимым стандартным и нестандартным оборудованием, контрольно-измерительными приборами, технической документацией. Все помещения производства удовлетворяют высоким санитарно-гигиеническим требованиям.

Освещенность рабочих мест (естественная и искусственная) соответствует требованиям точного производства.

Более 50 % рабочих помещений питаются кондиционированным воздухом. Для производства электромеханических модулей приобретены токарные и зубофрезерные станки повышенной точности. Все станки высокой точности установлены на изолированных бетонных блоках с виброизолирующей прокладкой. Колебания станины, а следовательно, и амплитуда относительных колебаний инструмента и детали при этом резко сокращаются.

В электромеханических модулях имеется много деталей малых размеров и высокой точности, для изготовления которых требуется мелкогабаритный инструмент, существенно отличающийся от инст-

румента, применяемого в машиностроении. Применение цельного режущего инструмента из твердого сплава ВК6М позволило значительно повысить точность обработки деталей и класс шероховатости обрабатываемых поверхностей. Все зубчатые колеса и трибки электро-механических модулей нарезаются твердосплавными червячными фрезами. Материал фрез — вольфрамокобальтовый мелкозернистый твердый сплав марки ВК10М. Червячные твердосплавные фрезы изготавливают с $m=0,2\div0,5$ мм, класса точности АА. Отклонения по шагу — не более $\pm 0,003$ мм, угловые отклонения профиля $\pm 6'$, шероховатость зуба $Ra=0,15$.

Важнейшим условием обеспечения нормальной и качественной работы режущего инструмента является правильная его заточка. Для этой цели изготовлен станок типа С-194 для алмазной заточки и доводки твердосплавного режущего инструмента. Станок С-194 имеет две головки, на которые ставятся алмазные диски для заточки и доводки инструмента, который жестко закрепляют в специальных приспособлениях по заданному углу. Для заточки применяют алмазные круги на бакелитовой связке.

Зернистость алмазных кругов: А16 — А12 для предварительной заточки, А10—А8 — для чистовой, А6—А4 — для доводочной. Режимы резания при заточке зависят от связки и зернистости круга. Для металлической связки окружная скорость $v=18\div25$ м/с, для бакелитовой $v=25\div30$ м/с.

Разработаны и внедрены в производство технологические процессы изготовления всех деталей электро-механических модулей, в том числе осей и валиков ($\varnothing 1\text{—}5$ мм), кулачков сложного профиля, зубчатых колес и трибок ($m=0,2\div0,5$ мм), корпусов (сплав алюминия Д16), соединительных муфт.

Внедрен в производство метод обработки оснований универсальных редукторов по установочным шаблонам, при котором растачивание отверстий малых диаметров и обработка рабочих поверхностей производятся на токарном станке с одного установа.

Спроектирована и изготовлена установка для ультразвуковой очистки деталей (зубчатых колес, трибок, валиков, подшипников и других).

Для изготовления электро-механических модулей разработаны и внедрены следующие основные технологические процессы:

термообработка деталей из коррозионно-стойких сталей 25Х13Н2, 40Х13, 20Х13, 14Х17Н2 в защитной атмосфере;

антикоррозионная обработка деталей из коррозионно-стойких сталей 25Х13Н2 и 40Х13;

аномирование деталей из сплавов алюминия, изготовленных по 6- и 7-му квалитетам точности;

установка шарикоподшипников при сборке электро-механических модулей;

смазка шарикоподшипников и зубчатых колес.

Технологический процесс термообработки деталей из коррозионно-стойких сталей в защитной атмосфере состоит из закалки, обработки холодом, отпуска и контрольной операции.

Закалка деталей осуществляется путем обезжиривания их в бензине, просушки, укладки в приспособлении и загрузки диссоциатора в электропечь ПН-15. Затем устанавливают требуемую температуру и расход аммиака, после чего поджигают газ при выходе из контейнера и помещают детали в контейнер. Определяют время выдержки деталей в печи в зависимости от размеров и материала деталей.

Производят охлаждение деталей при обязательном горении факела. Затем выгружают детали из контейнера и замеряют твердость.

Режимы обработки: температура закалки для деталей из стали 25X13H2 — 1020—1050 °C, из 14X17H2 — 1020—1060 °C; время выдержки в печи деталей из стали 25X13H2 с размерами до 5 мм — 20—25 мин, с размерами от 5 до 15 мм — 25—30 мин; из 14X17H2 с размерами до 5 мм — 20—25 мин, с размерами от 5 до 15 мм — 25—30 мин, достигаемая твердость для деталей из сталей 25X13H2—HRC 45—52, из 14X17H2 — HRC 36—42.

Обработка холодом заключается в укладке и загрузке деталей в камеру холода и выдержке при минусовой температуре. Детали выгружают, прогревают, обезжиривают и сушат.

Режим обработки: температура камеры холода — от —50 °C до —70 °C, время выдержки 120 мин.

Отпуск осуществляют следующим образом. Устанавливают требуемую температуру и расход аммиака, после чего помещают в печь контейнер с деталями и выдерживают их в течение определенного времени в зависимости от марки материала. Охлаждают контейнер и выгружают из него детали.

Режим обработки: температура отпуска для деталей из стали 25X13H2 — 280 ± 10 °C, из 14X17H2 — 290 ± 10 °C; время выдержки в печи деталей из стали 25X13H2 — 1,5—2 мин, из 14X17H2 — 1—2 мин.

Контрольная операция заключается в контроле температурного режима, внешнем осмотре 100 % деталей на соответствие техническим требованиям и определении твердости на технологических деталях или образцах с помощью прибора ТК-2 или ТП-2.

Технологический процесс термообработки деталей из коррозионно-стойких сталей в вакууме состоит из закалки, обработки холодом, отпуска и контрольной операции.

Закалку термообрабатываемых деталей осуществляют путем обезжиривания в бензине, просушки и укладки в приспособлении. Затем производят герметизацию и создают вакуум в печи порядка 10^{-2} Па. После этого детали нагревают до рабочей температуры закалки и выдерживают при этой температуре в зависимости от материала и размеров детали определенное время. Затем детали охлаждают, выравнивают давление в печи с атмосферным и выгружают детали из приспособления. Режим обработки: температура закалки деталей из стали 25X13H2 — 1020—1050 °C, из 14X17H2 — 1020—1050 °C; время выдержки в печи деталей из стали 25X13H2 — 20—25 мин с размерами до 5 мм и 25—30 мин с размерами от 5 до 15 мм, из 14X17H2 — 20—25 мин с размерами до 5 мм и 25—30 мин с размерами от 5 до 15 мм; достигаемая твердость деталей из стали 25X13H2 — HRC 45—55, из 14X17H2 — HRC 36—42.

Обработка холодом заключается в укладке и загрузке деталей в камеру холода и выдержке при минусовой температуре. Затем детали выгружают, прогревают, обезжиривают и сушат. Режим обработки: температура камеры холода от —50 до —70 °C, время выдержки 120 мин.

Отпуск производят в герметичной печи при вакууме 10^{-2} Па, при определенной температуре и времени выдержки при этой температуре в зависимости от марки материала. Затем охлаждают печь, выравнивают давление в печи с атмосферным и выгружают детали.

Режим обработки: температура отпуска для деталей из стали 25X13H2 $270 \pm 20^\circ\text{C}$, из 14X17H2 — $280 \pm 20^\circ\text{C}$; время выдержки в печи деталей из стали 25X13H2 — 120—150 мин, из 14X17H2 — 60—180 мин.

Контрольная операция заключается в контроле температурного режима, внешнем осмотре 100 % деталей на соответствие техническим требованиям и определении твердости технологических деталей или образцов с помощью прибора типа ТП-2.

Технологический процесс антикоррозийной обработки деталей из коррозионно-стойких сталей 25X13H2, 40X13, 14X17H2, 20X13 проводят в целях их консервации на период хранения после окончательной сборки изделия.

I операция заключается в загрузке деталей в чистые обезжиренные сетки, обезжиривания в бензине и просушке до полного удаления следов растворителя.

II операцию осуществляют путем обработки деталей в растворе хромового ангидрида в течение 20—25 мин при температуре 80—90°C, последующей промывки в горячей воде в течение 15—30 с при температуре 70—80°C и промывки в холодной воде в течение 15—30 с.

III операцию производят путем обработки деталей в двухпроцентном растворе олеиново-натриевой эмульсии в течение 1—2 мин при температуре 80—90°C.

IV операция состоит из трехступенчатой обработки деталей в веретенном масле при температуре 100—105°C в течение 5 мин для первой ступени, 2 мин для второй ступени, 2 мин для третьей ступени.

V операция заключается в сушке с последующим демонтажом деталей и контролем качества антикоррозийного покрытия.

Технологический процесс термической обработки деталей из алюминиевого сплава Д16 имеет три разновидности:

а) процесс, связанный с изготовлением тонкостенных деталей сплошной конфигурации по 6—7-му квалитетам точности — без термоупрочнения;

б) процесс, связанный с изготовлением деталей с допусками не выше 8-го квалитета точности — без термоупрочнения;

в) процесс, связанный с изготовлением деталей с термоупрочнением.

Технологический процесс изготовления тонкостенных деталей сложной конфигурации с допусками по 6—7 му квалитетам точности без термоупрочнения состоит из следующих операций.

Предварительная механическая обработка заключается в обработке с припуском 1,5—2 мм на сторону всех размеров деталей.

Подготовительная операция осуществляется путем обезжиривания заготовок деталей в бензине и последующей их сушки в вытяжном шкафу.

Термическая операция заключается в обжиге заготовок деталей. Режим термообработки: нагрев в электропечи до температуры 340—370°C, выдержка в печи в течение 4—6 ч, охлаждение в печи до 150—200°C с последующим охлаждением на воздухе.

Промежуточная механическая обработка заключается в обработке с припуском 0,2—0,5 мм на сторону размеров деталей по 6—7-му квалитетам точности.

Подготовительная операция осуществляется путем обезжиривания деталей в бензине и последующей их сушки в вытяжном шкафу.

Термическая операция заключается в стабилизирующем старении деталей. Режим обработки: нагрев в электропечи до температуры 150—170 °С, выдержка в печи в течение 4—6 ч и охлаждение на воздухе.

Окончательная механическая обработка заключается в механической обработке деталей при пониженных режимах резания, не вызывающих сильного местного или общего разогрева детали, с обильным охлаждением зоны резания.

Подготовительная операция осуществляется путем обезжиривания деталей в бензине с последующей просушкой их в вытяжном шкафу.

Термическая операция заключается в стабилизирующем старении деталей. Режим термообработки: нагрев в электропечи до температуры 120 ± 5 °С, выдержка в печи в течение 4—6 ч с последующим охлаждением на воздухе.

Гальваническая операция обеспечивает получение гальванического покрытия на поверхности деталей.

Технологический процесс изготовления деталей с допусками не выше 8-го качества точности без термоупрочнения состоит из следующих операций.

Предварительная механическая обработка заключается в обработке с припуском 1,5—2 мм на сторону всех размеров деталей.

Подготовительная операция осуществляется путем обезжиривания заготовок деталей в бензине и последующей их сушки в вытяжном шкафу.

Термическая операция заключается в отжиге заготовок деталей. Режим термообработки: нагрев в электропечи до температуры 340—370 °С, выдержка в печи в течение 4—6 ч, охлаждение в печи до 150—200 °С с последующим охлаждением на воздухе.

Окончательная механическая обработка заключается в механической обработке деталей при пониженных режимах резания, не вызывающих сильного местного или общего разогрева детали, с обильным охлаждением зоны резания.

Гальваническая операция обеспечивает получение гальванического покрытия на поверхности деталей.

Технологический процесс изготовления с термоупрочнением состоит из следующих операций.

Предварительная механическая обработка заключается в обработке с припуском 1,5—2 мм на сторону всех размеров деталей.

Подготовительная операция осуществляется путем обезжиривания заготовок деталей в бензине и последующей их сушки в вытяжном шкафу.

Термическая операция заключается в упрочняющей термической обработке, т. е. в закалке и старении. Режим термообработки: а) закалка — нагрев в электропечи с вентилятором или в селитровой ванне до температуры 500 ± 3 °С, выдержка в печи в течение времени, указанного в табл. 4, охлаждение в воде при температуре 60—70 °С, б) естественное старение производится в течение 4—6 суток. При использовании материала Д16Т вместо закалки производится только искусственное старение. Режим старения: нагрев до температуры 190 ± 5 °С, выдержка в течение 4—6 ч, охлаждение с печью до 100 °С с последующим охлаждением на воздухе.

Таблица 4

Диаметр или толщина заготовки, мм	Выдержка, мин	
	в электропечи	в селитровой ванне
От 2,6 до 10	45—60	15—20
От 10 до 30	75—90	25—30
От 30 до 75	120—150	40—50
От 75 до 150	180—210	70—80

Механическая обработка заключается в изготовлении разрывных образцов по ГОСТ 1497—73 из термообработанных заготовок деталей.

Контрольная операция заключается в проверке механических свойств образцов на соответствие данным табл. 5.

Таблица 5

Марка материала	Состояние старения	На разрывных образцах		На заготовках деталей
		σ_B , Н/мм ²	δ , %	HB, Н/мм ²
		Не менее		
Д16Т	Естественно состаренное	400	10	1000

Промежуточная механическая обработка заключается в обработке с припуском 0,2—0,5 мм на сторону размеров деталей по 6—7-му квалитетам точности.

Подготовительная операция осуществляется путем обезжиривания деталей в бензине и последующей их сушки в вытяжном шкафу.

Термическая операция заключается в стабилизирующем старении деталей. Режим старения: нагрев в электропечи до температуры $120 \pm 5^\circ\text{C}$, выдержка в печи в течение 4—6 ч и охлаждение на воздухе.

Окончательная механическая обработка заключается в механической обработке деталей при пониженных режимах резания с доведенным режущим инструментом на специальных оправках и обильным охлаждением зоны резания.

Гальваническая операция обеспечивает получение гальванического покрытия на поверхности детали.

Технологический процесс подготовки подшипников к сборке осуществляется в следующем порядке.

1. Подшипники, расконсервированные и промытые, помещают в эксикатор с индикаторным силикагелем и направляют в ЦИЛ или ОТК сборочного участка для измерения по допускам изготовления внутреннего и наружного диаметров.

2. Для замеров подшипники берут из эксикатора в таком количестве, чтобы работа по их контролю не превышала 2 ч.

3. Внутренний диаметр подшипников замеряют на приспособлении с набором гладких промерочных валиков через интервал 2 мкм под нагрузкой 0,5 Н.

4. Замер внутреннего диаметра подшипника производят следующим образом:

а) выверяют приспособление по уровню относительно горизонтальной плоскости;

б) закрепляют промерочные валики (2) в отверстиях верхней плиты приспособления соответственно надписям и диаметрам валиков;

в) надевают замеряемый подшипник (1) на промерочный валик минимального размера;

г) надевают на направляющую часть валика груз массой 0,05 кг (3), под действием которого подшипник опустится до торца буртика промерочного валика;

д) снимают груз и подшипник с валика и надевают таким же образом на промерочный валик подшипник, имеющий размер на 2 мкм больше, и т. д.;

е) на одном из последующих промежуточных валиков подшипник под действием груза не опустится до торца буртика промерочного валика, на этом замеры внутреннего диаметра подшипника заканчивают;

ж) размер внутреннего диаметра подшипника будет равен последнему размеру промерочного валика, на котором подшипник опустился до упорного буртика;

з) после окончания замеров промерочные валики промывают в бензине, сушат в вытяжном шкафу и укладывают в тару.

5. Наружный диаметр подшипника замеряют рычажным индикаторным микрометром. Замеры производят 3 раза, поворачивая наружное кольцо через 120° при неподвижном внутреннем кольце. Размер наружного диаметра подшипника будет равен среднеарифметическому результату трех замеров.

Допускается производить замеры внутреннего и наружного диаметров подшипника с помощью других универсальных средств измерения, обеспечивающих требуемую точность.

6. Результаты замеров внутренних и наружных диаметров подшипников записывают в паспорт.

7. Подшипники после замеров промывают в бензине, сушат в вытяжном шкафу и снабжают биркой с указанием порядкового номера, соответствующего порядковому номеру подшипника в паспорте с замерами и помещают в эксикатор.

Технологический процесс установки подшипников при сборке осуществляется в следующем порядке.

1. Паспортизированные по внутреннему и наружному диаметру подшипники комплектуют с теми сопрягаемыми деталями, которые обеспечивают заданную чертежом посадку подшипника.

2. Замер посадочных диаметров под подшипники на валах производят рычажным индикаторным микрометром с точностью до 2 мкм.

3. Замер посадочных диаметров под подшипники в корпусах производят набором гладких валиков с интервалом 2 мкм.

4. Монтаж подшипников производят при помощи специальных втулок, изготовленных из латуни или бронзы или непосредственно динамометром.

5 Демонтаж подшипников производят с помощью специальных приспособлений.

6. Валы и корпуса (стаканы) электромеханических модулей, которые невозможно собрать с подшипниками данной партии с требуемыми чертежом посадками, передают на доводку с указанием размеров, которые необходимо получить.

7. Доводку посадочных поверхностей на валах и корпусах производят на доводочном станке твердосплавным диском с применением алмазной пасты. Допускается доводку валов и отверстий производить роликовыми оправками на токарном станке.

Технологический процесс смазки шарикоподшипников консистентными смазками осуществляется в следующем порядке.

1. При помощи дозаторов вносят дозированное количество консистентной смазки.

2. Прежде чем пользоваться дозатором, его тарируют для определения цены деления нониуса дозатора.

3. Для тарирования дозатора выполняют следующую работу:

а) разбирают дозатор и тщательно промывают в бензине все детали, собирают дозатор и промывают его многократным вытягиванием и выдавливанием бензина через сопло дозатора, дозатор вновь разбирают и детали сушат в вытяжном шкафу;

б) собирают просушенный дозатор и с помощью шпателя наполняют баллон смазкой, вставляют поршень, уплотняют смазку и вновь заполняют образовавшийся свободный объем баллона смазкой; операцию заполнения баллона продолжают до тех пор, пока смазкой не будет наполнено $\frac{2}{3}$ баллона, после чего вставляют в баллон поршень и закрепляют гайку-нониус;

в) выдавливают на приготовленную заранее взвешенную на аналитических весах с точностью до миллиграмма салфетку из конденсаторной бумаги размером 50×50 мм 5 проб смазки путем поворота нониуса дозатора на 10 малых делений;

г) взвешивают выдавленную смазку с точностью до миллиграмма;

д) определяют цену деления нониуса дозатора по формуле

$$C = \frac{\Sigma P_{\text{пр}} P_c}{50},$$

где C — цена одного деления нониуса дозатора, мг; $\Sigma P_{\text{пр}}$ — сумма массы пяти проб смазки вместе с салфеткой, мг; P_c — масса салфетки из конденсаторной бумаги размером 50×50 мм, мг.

е) оформляют паспорт на заполненный смазкой дозатор;

ж) надевают на выходное отверстие дозатора наконечник и вкладывают дозатор вместе с паспортом в специальную тару.

4. Промывку и заполнение дозатора смазкой производят в помещении, где происходит сборка электромеханических модулей на специально оборудованном рабочем месте при наличии вытяжной вентиляции. Неиспользованную смазку хранить в дозаторе разрешается не более одного месяца.

5. Подшипники перед внесением смазки готовят в соответствии с требованиями, изложенными в «Технологическом процессе подготовки подшипников к сборке».

6. При внесении консистентной смазки в неразборные подшипники выполняют следующую работу:

а) выбирают в соответствии с чертежом требуемые дозу и марку смазки;

б) берут соответствующий дозатор и по его паспорту проверяют марку и срок годности смазки;

в) вынимают дозатор из тары и снимают с него наконечник;

г) поворачивая нониусный барабанчик на один оборот и совмещая нулевое деление барабанчика с неподвижной риской, нанесенной на головке цилиндра, снимают излишки смазки с кончика выходного конуса дозатора;

д) вращая нониусный барабанчик и отсчитывая по нему число делений, соответствующее требуемой дозе, выдавливают смазку в подшипник, равномерно распределяя ее между шариками с одной и другой стороны подшипника;

е) смазанный подшипник внутренним кольцом надевают на коническую державку из органического стекла и несколько раз проворачивают наружное кольцо;

7. При внесении консистентной смазки в разборные подшипники выполняют следующую работу:

а) повторяют п. 6 (а, б, в, г);

б) выдавливают на салфетку из конденсаторной бумаги размером 50×100 мм требуемую дозу смазки;

в) палочкой из оргстекла обкатывают шарики в смазке до получения на них равномерного слоя смазки;

г) остаток смазки равномерно наносят на гнезда сепаратора;

д) вставляют шарики в отверстия сепаратора и в зависимости от типа шарикоподшипника латунным пинцетом надевают сепаратор с шариками на внутреннее или наружное кольцо;

е) после окончания работы надевают на дозатор наконечник и укладывают его в тару.

8. Для радиальных неразъемных подшипников дозы вносимых консистентных смазок определяют по формуле

$$P = \frac{\gamma}{3} \left[\frac{\pi B}{4} (D^2 - d^2) - \frac{3}{4} \pi R_{\text{ш}} n \right],$$

где γ — плотность консистентной смазки, г/см³; B — ширина шарикоподшипника, см; D — внутренний диаметр наружного кольца шарикоподшипника, см; d — наружный диаметр внутреннего кольца шарикоподшипника, см; $R_{\text{ш}}$ — радиус шарика, см; n — число шариков в шарикоподшипнике.

Технологический процесс смазки зубчатых соединений и поверхностей трения осуществляется в следующем порядке.

1. Наносят смазку на чистую тщательно обезжиренную в бензине сухую поверхность.

2. Смазывают поверхности зацепления зубчатых колес и трибок небольшим количеством смазки, прокатывают их для равномерного распределения смазки по всей поверхности зацепления, избыток смазки с торцов зубчатых колес и трибок удаляют конденсаторной бумагой.

3. Поверхности трения других деталей электромеханических модулей протирают конденсаторной бумагой, слабо смазанной смазкой, указанной в чертеже.

Сборка — заключительный этап изготовления электромеханических модулей. От правильного построения технологического процесса сборки и квалификации сборщиков во многом зависят качество соб-

ранных электромеханических модулей, степень точности выполнения их основных эксплуатационных характеристик. Одним из преимуществ электромеханических модулей перед другими электромеханическими устройствами является их однотипность, что значительно уменьшает трудоемкость сборочных работ.

2. СРЕДСТВА И МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ

Во время проведения сборочных работ и после их завершения необходима проверка основных эксплуатационных характеристик электромеханических модулей. Для этой цели разработаны, изготовлены и применяются следующие установки и приборы.

Установка для проверки статического момента трогания электромеханических модулей служит для определения статического момента трогания с помощью напряжения трогания двигателей ДИД-0,5, ДИД-1, ДГ-0,5 и ДГ-1, на которые устанавливаются проверяемые электромеханические модули. Регулировка напряжения производится автотрансформатором типа АРМ-2. На обмотку возбуждения подается напряжение 36 В. Минимальное напряжение на обмотке управления, при котором ротор двигателя и связанный с ним валик электромеханического модуля начинают трогаться с места, и будет напряжением трогания системы двигатель — электромеханический модуль или моментом трогания по напряжению. Разность между полученным моментом трогания системы и моментом трогания двигателя дает момент трогания валика редуктора по напряжению в вольтах. С помощью таблицы по полученному параметру в вольтах находят момент трогания редуктора в ньютонах на сантиметр.

Установка для проверки мертвого хода и кинематической погрешности электромеханических модулей (рис. 73) состоит из двух оптических делительных головок ОГУ-21, одна из которых крепится в корпусе, другая — на подвижной каретке нагрузочного устройства двигателя ДИД-5, и счетчика СБ-1М. На лицевой панели установки крепятся приборы управления.

Проверяемый электромеханический модуль крепится на установке входным валиком к первой ОГУ-21, а выходным валиком через крестовую муфту к второй ОГУ-21. Выбрав люфт в проверяемом электромеханическом модуле, снимают показания угловых шкал двух головок ОГУ-21. Далее, в зависимости от способа проверки (автоматического или ручного), задают по счетчику или без счетчика определенное количество оборотов входного валика электромеханического модуля, которое гарантирует сдвиг его выходного валика. Выполнив эту операцию и сняв показания со шкал ОГУ-21, возвращают с помощью двигателя или ручным способом входной валик в исходное положение. Разность угловых показаний выходного валика в первом и втором случаях будет давать величину мертвого хода проверяемого электромеханического модуля. При определении кинематической погрешности задают с помощью ОГУ-21 определенные интервалы угловых перемещений входного валика проверяемого электромеханического модуля, а с выходного валика снимают с помощью второй ОГУ-21 угловые перемещения в пределах одного оборота этого валика.

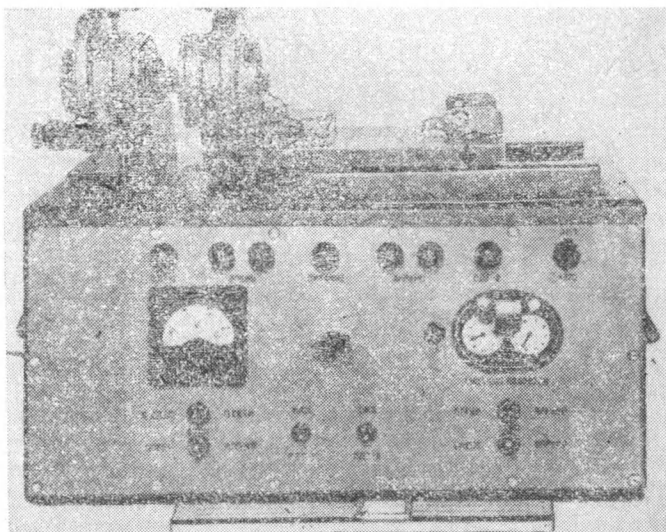


Рис. 73. Установка для проверки мертвого хода и кинематической погрешности электромеханических модулей

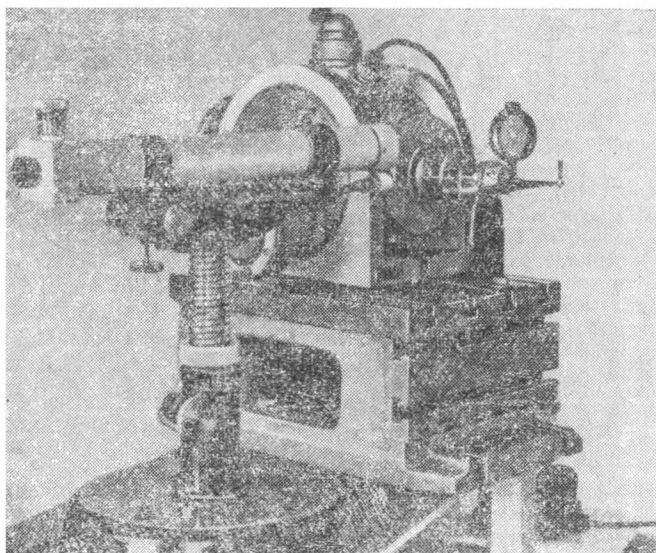


Рис. 74. ОДГ-10 и автоколлиматор

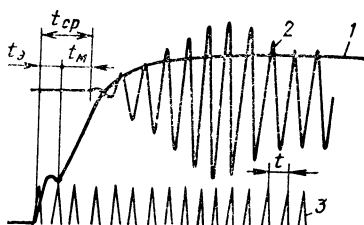


Рис. 75. Осциллограмма времени срабатывания электромагнитных муфт:

1 — сигнал подаваемого напряжения; 2 — сигнал двигателя ДИД-1; 3 — сигнал отметчика времени; t_3 — время электрического срабатывания; t_M — время механического срабатывания; t_{cp} — время срабатывания электромагнитных муфт; t — интервал отметок времени

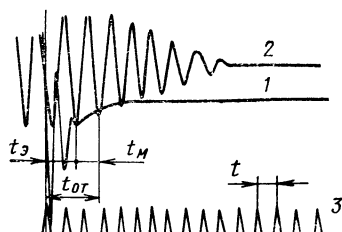


Рис. 76. Осциллограмма времени отключения электромагнитных муфт:

1 — сигнал снимаемого напряжения; 2 — сигнал двигателя ДИД-1; 3 — сигнал отметчика времени; t_3 — время электрического отключения; t_M — время механического отключения; $t_{от}$ — время отключения электромагнитной муфты; t — интервал отметок времени

Проверку мертвого хода электромеханического модуля можно производить также и с помощью оптической делительной головки ОДГ-10 и автоколлиматора (рис. 74).

Установка для определения времени срабатывания и отключения электромагнитных муфт. Время срабатывания и время отключения электромагнитных муфт определяют на установке с помощью осциллографа Н-102 и отметчика времени типа П-104. Проверку времени срабатывания осуществляют методом осциллографирования момента включения электромагнитной муфты.

Время срабатывания электромагнитной муфты определяют по масштабу времени, взятому из осциллограммы, с учетом сигнала двигателя ДИД-1, который фиксирует полное механическое включение муфты, т. е. якорь плотно притягивается к магнитопроводу и не проскальзывает. Пример записи осциллограммы приведен на рис. 75.

Из осциллограммы следует, что полное время срабатывания электромагнитной муфты $t_{cp} = t_3 + t_M$, где t_3 — время электрического срабатывания; t_M — время механического срабатывания; t_{cp} — время срабатывания электромагнитной муфты.

Проверка времени отключения осуществляется методом осциллографирования момента отключения электромагнитной муфты.

Время отключения электромагнитной муфты определяется по масштабу времени, взятому из осциллограммы, с учетом сигнала двигателя ДИД-1, который фиксирует полное механическое отключение муфты, т. е. якорь под действием пружины отводится от магнитопровода, и при этом не должно быть залипаний. Пример записи осциллограммы приведен на рис. 76. Из осциллограммы видно, что полное время отключения электромагнитной муфты $t_{от} = t_3 + t_M$, где t_3 — время электрического отключения; $t_{от}$ — время отключения электромагнитной муфты; t_M — время механического отключения.

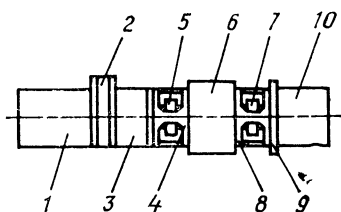


Рис. 77. Установка для определения углов замыкания и размыкания электромеханических модулей:

1 — двигатель ДИД-1ТА; 2 — универсальный редуктор; 3 — стакан; 4 — стакан; 5 — крестовая муфта; 6 — испытываемый механизм; 7 — муфта; 8 — стакан; 9 — стакан; 10 — потенциометр типа ПТП-21

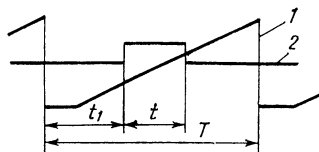


Рис. 78. Осциллограмма угла срабатывания микропереключателя МП-12 электромеханического модуля:

1 — сигнал с потенциометра ПТП-21; 2 — сигнал с микропереключателя МП-12; t — угол срабатывания; t_1 — точность включения; T — полный оборот валика электромеханического модуля и потенциометра ПТП-21

Установка для определения углов замыкания и размыкания электромеханических модулей. Проверка углов срабатывания ограничительных и установочных механизмов осуществляется с помощью установки (рис. 77) и осциллографа типа Н-102.

Запись осциллограммы угла срабатывания электромеханического модуля должна проводиться при вращении привода как по часовой стрелке, так и против часовой стрелки. Число кадров должно быть не менее трех при каждом направлении вращения привода. Угол срабатывания и точность срабатывания определяют по масштабу осциллограммы одного полного (360°) оборота потенциометра ПТП-21 и осциллограммы угла срабатывания микропереключателя МП-12. Пример записи осциллограммы приведен на рис. 78.

Угол срабатывания определяют по формуле

$$\alpha = \frac{t \cdot 360^\circ}{T}.$$

Точность включения определяют по формуле

$$\beta = \frac{t_1 \cdot 360^\circ}{T},$$

где t — угол срабатывания микропереключателя МП-12; t_1 — точность включения микропереключателя МП-12; T — полный оборот электромеханического модуля и потенциометра ПТП-21.

Стенд для прикатки электромеханических модулей. Технологическая прикатка электромеханических модулей осуществляется на многоступенчатом стенде (рис. 79). Прикатку следует вести в течение 20—30 мин при периодическом изменении направления вращения до обеспечения плавности работы модуля.

При испытании на долговечность универсальных редукторов, зубчатых колес в корпусе и крестовых жестких муфт используется кинематическая схема (рис. 80). Указанная схема, реализованная в 30 экземплярах устройства (см. рис. 79), позволяет, приближаясь

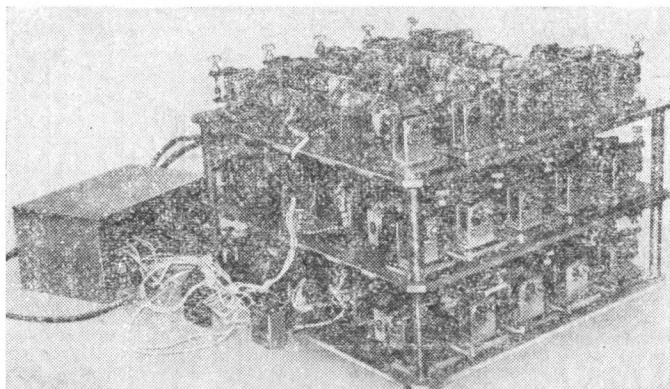


Рис. 79 Стенд для прикатки и испытания на долговечность электромеханических модулей

к реальным условиям эксплуатации, производить одновременное испытание следующих электромеханических модулей: малогабаритного универсального редуктора ($i=19,8$) — 30 шт.; зубчатого колеса в корпусе ($z=88$) — 30 шт.; зубчатого колеса в корпусе ($z=72$) — 30 шт.; крестовой жесткой муфты — 60 шт.

Для создания во время испытания нагрузки $M_{вр}=5$ Н·см, используется тормозное устройство (рис. 81). Это устройство фрикционного типа с пружинным регулятором создаваемой нагрузки. В качестве фрикционного элемента применяют ретинакс. Испытания проводят в течение 500 ч с замером угловой погрешности указанных электромеханических модулей через каждые 100 ч испытания. Для выявления времени приработки электромеханических модулей первые два периода испытания проводят через 50 ч. С целью приближения условий работы электромеханических модулей к реальным была разработана автоматическая электронная схема реверса (рис. 82) электромеханического устройства, собранного по кинематической схеме (см. рис. 80). Указанная схема реверса позволяет производить реверсирование механизма через 12—15 мин его работы.

Схема (рис. 82) отличается использованием в ней транзистора (V_1) с $n-p-n$ -проводимостью. Это позволяет уменьшить число транзисторов в схеме, а также повысить стабильность работы реле и расширить диапазон выдержек. В качестве транзистора V_1 исполь-

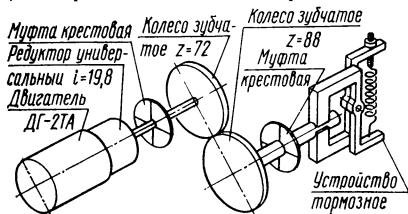


Рис. 80. Кинематическая схема испытания электромеханических модулей на долговечность

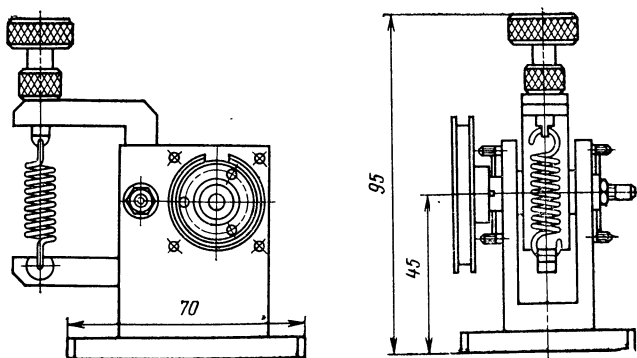


Рис. 81. Тормозное устройство

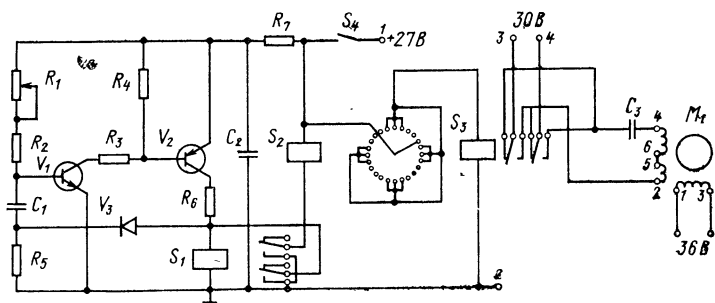


Рис. 82. Схема реверса

зуется кремниевый транзистор П101. В исходном положении контакты реле S_1 разомкнуты. При включении тумблера S_4 на обмотку реле подается напряжение. Емкость C_1 успевает зарядиться до величины напряжения на реле S_1 . При замыкании контактов S_1 на реле S_2 подается питание и происходит переброска контактов шагового искателя. Применение шагового искателя позволяет увеличить время выдержки, так как контакты соединены группами по четыре. При срабатывании реле шагового искателя срабатывает реле S_3 и происходит изменение фазы на обмотке управления двигателя. В то же время реле S_1 обесточивается. Транзистор V_1 закрывается, так как к его переходу база—эмиттер приложено напряжение, снимаемое с конденсатора C_1 через резистор R_5 . Транзистор V_2 тоже закрывается, так как через двигатель не протекает ток. При размыкании контактов реле S_1 остается в таком же состоянии до тех пор, пока конденсатор C_2 не разрядится до нулевого потенциала. Разряд происходит через резисторы R_1 и R_2 . При открывании транзисторов V_1 и V_2 на обмотке реле S_1 появляется напряжение, которое через диод V_3 и конденсатор C_1 передается на базу транзистора V_1

и вызывает резкое нарастание тока. Таким образом, здесь тоже наблюдается переход в исходное положение в конце выдержки. При открывании транзистора V_1 перезаряд емкости C_1 происходит через резисторы R_1, R_2, R_3 . Резисторы R_1 и R_2 соединены последовательно, поэтому $R_1 + R_2 = R_{1\Sigma}$. Резисторы R_1 и R_5 включены параллельно.

$$R_{\text{общ}} = \frac{R_{1\Sigma} R_5}{R_{1\Sigma} + R_5} = \frac{(R_1 + R_2) R_5}{R_1 + R_2 + R_5}.$$

При открывании транзистора V_1 формируется импульс, длительность которого определяют по формуле

$$t_n = C_1 \frac{(R_1 + R_2) R_5}{R_1 + R_2 + R_5} \ln 2 = 0,7 C_1 \frac{(R_1 + R_2) R_5}{R_1 + R_2 + R_5},$$

где $R_2 = 3 \text{ кОм}$; $R_5 = 3 \text{ кОм}$; $C_1 = 200 \text{ мкФ}$. R_1 — переменное сопротивление, варьируя его величину, получаем необходимую длительность импульса.

После 50 ч испытания электромеханических модулей производится полная их разборка с промывкой и повторной смазкой всех устройств.

Погрешности измерений. Всякое измерение, несмотря на тщательность выполнения, неизбежно сопровождается погрешностями. Погрешности измерения делятся на систематические, грубые и случайные.

Систематические погрешности имеют всегда одну и ту же величину или изменяются по определенному закону. Эти погрешности после их изучения могут быть исключены. Грубые погрешности — промахи, явно искажающие результаты измерений. Грубые погрешности не учитываются. Случайные погрешности не имеют ни знака, ни постоянной величины, причины их появления не могут быть точно установлены. Учет их влияния на результат измерения производится методами теории вероятностей. В результате измерения некоторой величины x (при n произведенных измерениях) получены значения x_1, x_2, \dots, x_n , которые могут быть оценены средним арифметическим значением

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n},$$

а точность отдельного измерения — средней квадратической погрешности отдельного измерения:

$$S = \sqrt{\frac{a_1^2 + a_2^2 + \dots + a_n^2}{n - 1}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n a_i^2}{n - 1}},$$

где $a_i = x_i - \bar{x}$ — остаточная погрешность измерения, равная разности между результатом отдельного измерения и средним арифметическим значением.

Вероятную погрешность отдельного измерения при $P = 50 \%$ определяют по формуле

$$R = 0,675 \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n a_i^2}{n-1}} \approx \frac{2}{3} S.$$

Наибольшая возможная погрешность отдельного измерения определяется так называемой погрешностью метода измерений с вероятностью $P \geq 99,73 \%$:

$$\Delta \lim = \pm 3\sigma.$$

Это так называемая наибольшая погрешность данного метода измерений, за пределами которой лежит область грубых погрешностей.

Точность окончательного результата измерения может быть оценена средней квадратической погрешностью среднего арифметического значения \bar{x} измеренной величины:

$$\sigma_{\bar{x}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n a_i^2}{n(n-1)}} = \frac{S}{\sqrt{n}};$$

вероятной погрешностью $P=50 \%$ среднего арифметического результата измерения, которая обычно используется для оценки точности результата измерений,

$$R_{\bar{x}} = 0,675 \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n a_i^2}{n(n-1)}} = \frac{0,675S}{\sqrt{n}};$$

предельной погрешностью среднего арифметического результата измерений:

$$\Delta_{\bar{x}} \lim = \pm 3\sigma = \pm 3 \frac{S}{\sqrt{n}} = \frac{\Delta \lim}{\sqrt{n}}.$$

Окончательный результат измерений при оценке точности результата измерений величиной $R_{\bar{x}}$ будет

$$x = \bar{x} \pm R_{\bar{x}}. \quad (66)$$

3. СТАТИСТИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ РЕДУКТОР

На основании формулы (47) вычислены предельные значения суммарного мертвого хода универсального редуктора $(\Delta \text{Фред})_{\max}^0 - \text{к}$
 мин
моменту окончания его изготовления, $(\Delta \text{Фред})_{\max}^0 = 39,35' \pm 11,75'.$
 мин

Учитывая, что функция плотности вероятностей суммарного мертвого хода универсального редуктора является суммой достаточно большого числа независимых (или слабозависимых) случайных ве-

личин, можно на основании предельной теоремы теории вероятностей утверждать, что эта функция подчинена нормальному закону распределения. Предполагаем также, что $\alpha_T=0$ и $k_T=1$. Тогда

$$\Delta_T = MX = \Delta\bar{\varphi}_{ред} = 39,35'; \quad \delta_T = \delta\varphi_{ред} = 11,75';$$

$$\sigma = \frac{\delta\varphi_{ред}}{3} = \frac{11,75}{3} \doteq 3,92';$$

$$2\delta_T = 2\delta\varphi_{ред} = 23,5'; \quad \Delta\varphi_1 = 27,6'; \quad \Delta\varphi_2 = 51,1'.$$

Насколько теоретические выводы справедливы, проверяют на основании полученных экспериментальных статистических данных 30 универсальных редукторов.

Построение эмпирической кривой функции плотности и вычисление ее параметров и характеристик. Учитывая, что объем выборки $N=30$, вычисление эмпирических параметров: \bar{x} — выборочного среднего значения мертвого хода, S — среднего квадратического отклонения, α_s — коэффициента относительной асимметрии и k_s — коэффициента относительного рассеивания — производят с помощью интервалов x_i всех значений случайных величин угловой погрешности (в угловых минутах) и их частот. Значения угловой погрешности универсального редуктора (в угловых минутах) в момент его изготовления при $M_H=4$ Н·см приведены в табл. 6.

Таблица 6

Номер	$x, '$	Номер	$x, '$	Номер	$x, '$
1	36	11	32,8	21	31
2	28	12	25,4	22	30
3	28	13	39	23	31
4	30,9	14	26	24	39
5	32	15	31	25	34,9
6	32	16	34	26	33
7	37	17	24	27	38
8	27	18	35	28	36,8
9	30	19	32	29	32
10	38	20	30	30	34

Для построения гистограммы распределения разбивают все значения мертвого хода на равные интервалы через $2'$, определяют соответствующие этим интервалам частоты и заполняют табл. 7.

Исходя из данных табл. 7, определяют \bar{x} и S :

$$N = \Sigma p_i = 30; \quad \Sigma p_i x_i = 974; \quad \Sigma p_i x_i^2 = 32116;$$

$$\bar{x} = \frac{\Sigma p_i x_i}{\Sigma p_i} = \frac{974}{30} = 32,47'.$$

Вычисляют значения второго начального момента и эмпирическое среднее квадратическое отклонение:

Рис. 83. Гистограмма распределения угловой погрешности универсального редуктора

$$a_2 = \frac{\sum p_i x_i^2}{\sum p_i} = \frac{32116}{30} = 1070,53;$$

$$S^2 = a_2 - (\bar{x})^2 = 1070,53 - 1054,08 = 16,45;$$

$$S = \sqrt{16,45} = 4,05'.$$

По формуле (91) вычисляют вероятную погрешность измерения среднего значения угловой погрешности с вероятностью $P=50\%$.

Затем производят выравнивание эмпирического распределения (рис. 83) по гипотетическому закону Гаусса. Данный закон двухпараметрический, поэтому, подставляя значения \bar{x} и S в функцию плотности, получают

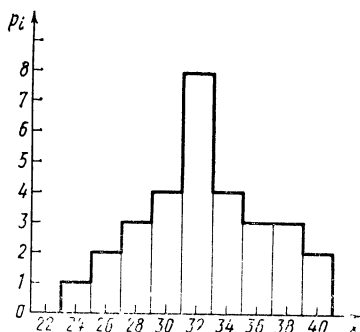


Таблица 7

Номер	Интервалы	Середины x_i	Частоты p_i	x_i^2	$p_i x_i$	$p_i x_i^2$
1	23—25	24	1	576	24	576
2	25—27	26	2	676	52	1352
3	27—29	28	3	784	84	2352
4	29—31	30	4	900	120	3600
5	31—33	32	8	1024	256	8192
6	33—35	34	4	1156	136	4624
7	35—37	36	3	1296	108	3888
8	37—39	38	3	1444	114	4332
9	39—41	40	2	1600	80	3200
Сумма				30	974	32116

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} S} e^{-\frac{(x_i - \bar{x})^2}{2S^2}} = \frac{1}{\sqrt{2\pi} 4,05} e^{-\frac{(x_i - 32,47)^2}{2 \cdot 4,05^2}}.$$

Результаты выравнивания приведены в табл. 8

Умножая $P(x_i)$ на $N = \sum p_i = 30$, получают значение частот эмпирической кривой, выравненной по закону Гаусса.

Графическое изображение выравнивания эмпирического распределения по гипотетическому показано на рис. 84 (I—II).

После того как эмпирическая кривая выравнена по гипотетической, необходимо найти вероятность того, что исследуемая эмпирическая кривая распределения соответствует выбранному теоретическому закону. Обычно считают, что эмпирическая кривая согласуется с теоретической, если вероятность согласия более 0,05. Иногда за уровень значимости принимают 0,01 или 0,001.

Таблица 8

Номер	x_i	p_i	$x_i - \bar{x}$	$t = \frac{x_i - \bar{x}}{S}$	$f(t)$	$f(t) \frac{h}{S}$	p'_i
1	24	1	-8,47	-2,08	0,0459	0,0226	0,67
2	26	2	-6,47	-1,59	0,1127	0,0555	1,66
3	28	3	-4,47	-1,10	0,2179	0,1073	3,22
4	30	4	-2,47	-0,61	0,3312	0,1631	4,89
5	32	8	-0,47	-0,115	0,3961	0,1951	5,85
6	34	4	1,53	0,376	0,3712	0,1828	5,48
7	36	3	3,53	0,869	0,2732	0,1346	4,04
8	38	3	5,53	1,362	0,1582	0,0779	2,34
9	40	2	7,53	1,854	0,0721	0,0355	1,06
Сумма		30					29,21

x_i — середина i -го интервала; \bar{x} — среднее значение угловой погрешности; S — среднее квадратическое отклонение; $t = \frac{x_i - \bar{x}}{S}$ — параметр функции Лапласа, находится по приложению работы [4]; $h = 2'$ — ширина интервала; $P(x_i) = f(t) \frac{h}{S}$ — вероятность каждого интервала.

Если вероятность согласования больше принятого уровня (0,05; 0,01 или 0,001), то считают, что эмпирическое распределение согласуется с теоретическим. Если же эта вероятность оказывается меньше 0,05 (или 0,01 и 0,001), то расхождение считается существен-

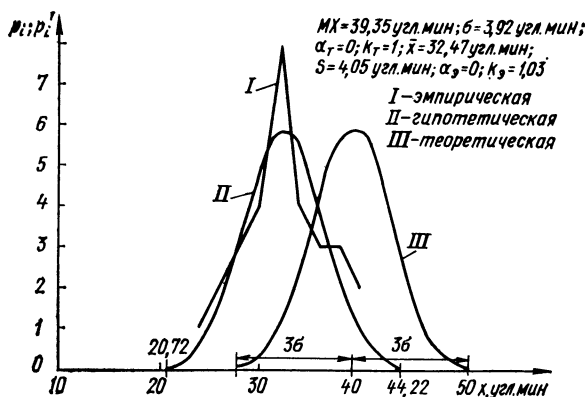


Рис. 84. Функции плотности вероятностей угловой погрешности универсального редуктора

ным, и необходимо подобрать другую теоретическую кривую. В тех же случаях, когда несколько теоретических кривых не дают существенного расхождения с эмпирической, принимается та кривая, которая дает наибольшую вероятность согласия [4], [25].

Сравнение эмпирической и гипотетической функций плотностей распределения суммарной угловой погрешности универсального редуктора проведем по критерию согласия Пирсона χ^2 и критерию согласия Колмогорова λ .

Критерий согласия Пирсона χ^2 . Критерий
$$\chi^2 = \sum_{i=1}^n \frac{(p_i - p'_i)^2}{p_i}$$

является наиболее состоятельным при большом числе наблюдений. Его состоятельность состоит в том, что он почти всегда опровергает неверную гипотезу. Он обеспечивает минимальную ошибку в принятии неверной гипотезы по сравнению с другими критериями. Этот критерий следует применять в основном в тех случаях, когда теоретические значения параметров функции распределения неизвестны.

Результаты вычислений по критерию согласия χ^2 приведены в табл. 9.

Т а б л и ц а 9

Номер	p_i	p'_i	$(p_i - p'_i)$	$(p_i - p'_i)^2$	$\frac{(p_i - p'_i)^2}{p'_i}$
1	1	0,67	0,33	0,1089	0,161
2	2	1,66	0,34	0,1156	0,07
3	3	3,22	0,22	0,0484	0,015
4	4	4,89	0,89	0,7921	0,16
5	8	5,85	2,15	4,6225	0,79
6	4	5,48	1,48	2,1904	0,4
7	3	4,04	1,04	1,0816	0,27
8	3	2,34	0,66	0,4356	0,19
9	2	1,06	0,94	0,8836	0,83
Сумма	30	29,21			2,885

Таким образом,
$$\chi^2 = \sum_{i=1}^9 \frac{(p_i - p'_i)^2}{p'_i} = 2,885.$$

Определим число степеней свободы $k = n - r - 1$, где k — число степеней свободы; n — число сравниваемых частот; r — число параметров теоретической функции распределения.

Для нашего случая $n = 9$, $r = 2$, так как нормальный закон двухпараметрический. Поэтому $k = 9 - 2 - 1 = 6$.

По приложению работы [24] находят, что для $k = 6$ и $\chi^2 = 2,885$ ближайшее значение $P(\chi^2) = 0,8088$. Таким образом, вероятность согласия $P(0,8088) \gg P(0,05)$, т. е. эмпирическая и гипотетическая кривые распределения согласуются.

Критерий согласия Колмогорова λ . Если теоретические значения параметров известны, то лучшим критерием является критерий со-

гласия Колмогорова λ . При неизвестных же параметрах этот критерий также применим, но в этом случае он дает несколько завышенные оценки. Результаты вычислений по критерию согласия λ приведены в табл. 10.

Таблица 10

Номер	p_i	p'_i	p_i	p'_i	$p_{\Sigma i} - p'_{\Sigma i}$
1	1	0,67	1	0,67	+0,33
2	2	1,66	3	2,33	+0,67
3	3	3,22	6	5,55	+0,15
4	4	4,89	10	10,44	-0,44
5	8	5,85	18	16,29	+1,71
6	4	5,48	22	21,77	+0,23
7	3	4,04	25	25,81	-0,81
8	3	2,34	28	28,15	-0,15
9	2	1,06	30	29,21	+0,79
Сумма	$N=30$				

$p_{\Sigma i}$ и $p'_{\Sigma i}$ — накопленные эмпирические и гипотетические частоты.

Наибольшая разность между накопленными эмпирическими и гипотетическими частотами составляет +1,71.

После этого находим D_{\max} :

$$D_{\max} = \frac{1,71}{N} = \frac{1,71}{30} = 0,058,$$

откуда

$$\lambda = D_{\max} \sqrt{N} = 0,058 \cdot 5,5 = 0,32.$$

По приложению работы [4] находят, что для $\lambda = 0,35$ $P(\lambda) = 0,9997 [P(0,9997) \gg P(0,05)]$, т. е. эмпирическая и гипотетическая кривые распределения согласуются.

С целью проверки правильности теоретического вывода о виде функции плотности суммарного значения угловой погрешности универсального редуктора и значение ее параметров проводят выравнивание эмпирического распределения по теоретическому. Выравнивание проводят по той же методике, что и выравнивание эмпирического распределения по гипотетическому. Различие заключается лишь в том, что в формулы функции плотности нормального распределения вместо эмпирических значений параметров \bar{x} и S подставляют теоретические MX и σ :

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{(x_i - MX)^2}{2\sigma^2}} = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 3,92} e^{-\frac{(x_i - 39,35)^2}{2 \cdot 3,92^2}}.$$

Результаты выравнивания и данные для построения теоретического поля рассеивания с учетом $\pm 3\sigma$ приведены в табл. 11.

Таблица 11

Номер	x_i	p_i	$x_i - MX$	$t = \frac{x_i - MX}{\sigma}$	$f(t)$	$f(t) \frac{h}{\sigma}$	p'_i
1	24	1	-15,35	-3,85	0,0002	0,0001	0,003
2	26	2	-13,35	-3,35	0,0015	0,00075	0,022
3	28	3	-11,35	-2,85	0,0069	0,00345	0,103
4	30	4	-9,35	-2,34	0,0258	0,0129	0,387
5	32	8	-7,35	-1,84	0,0734	0,0367	1,1
6	34	4	-5,35	-1,34	0,1626	0,0813	2,44
7	36	3	-3,35	-0,84	0,2827	0,14135	4,25
8	38	3	-1,35	-0,34	0,3765	0,18825	5,67
9	40	2	0,65	0,16	0,3939	0,19695	5,9
Сумма		30					
	42		2,65	0,68	0,3166	0,162	4,85
	44		4,65	1,19	0,1965	0,100	3,00
	46		6,65	1,7	0,0940	0,048	1,44
	48		8,65	2,21	0,0347	0,0177	0,53
	50		10,65	2,72	0,0099	0,0051	0,152
	52		12,65	3,23	0,0022	0,0012	0,034

Графическое изображение теоретического распределения показано на рис. 84 (III).

Сравнение эмпирической и теоретической функций плотности распределения проводят по критерию согласия Колмогорова λ . Результаты вычислений по критерию согласия λ приведены в табл. 12.

Таблица 12

Номер	p_i	p'_i	$p_{\Sigma i}$	$p'_{\Sigma i}$	$p_{\Sigma i} - p'_{\Sigma i}$
1	1	0,003	1	0,003	0,997
2	2	0,022	3	0,025	2,975
3	3	0,103	6	0,128	5,872
4	4	0,387	10	0,515	9,485
5	8	1,1	18	1,615	16,385
6	4	2,44	22	4,055	17,945
7	3	4,25	25	8,305	16,695
8	3	5,67	28	13,975	14,025
9	2	5,9	30	19,875	10,125
Сумма		$N=30$			

$p_{\Sigma i}$ и $p'_{\Sigma i}$ — накопленные эмпирические и гипотетические частоты.

Наибольшая разность между накопленными эмпирическими и теоретическими частотами составляет 17,945.

$$D_{\max} = \frac{17,945}{30} \approx 0,6.$$

Откуда $\lambda = D_{\max} \sqrt{N} = 0,6 \cdot 5,5 = 3,3$.

По приложению работы [24] находят, что для $\lambda = 2,5$ $P(\lambda) = 0$, так как $\lambda = 3,3 < \lambda = 2,5$, то эмпирическая и теоретическая кривые не согласуются.

Сравнение эмпирической и теоретической функций распределения (см. рис. 84) показывает, что их расхождение вызвано не характером кривых распределения и их дисперсией, а смещением среднего значения \bar{x} угловой погрешности эмпирического распределения на величину 6,88 угл. мин. в сторону уменьшения относительно математического ожидания MX теоретического распределения.

Такое смещение эмпирического распределения относительно теоретического объясняется в основном двумя причинами: изготовлением зубчатых колес и трибков редуктора по более высокой степени точности и неустойчивостью значения максимальной нагрузки тормозного устройства во время проверки значения угловой погрешности.

Таким образом, за теоретическое распределение функции плотности угловой погрешности универсального редуктора данной выборки можно принять гипотетический нормальный закон распределения с параметрами $\bar{x} = 32,47$ и $S = 4,05$.

Во многих случаях о качестве электромеханических устройств в отношении некоторой случайной величины x судят по проценту устройств, заключающемуся в интервале между двумя пределами, которые составляют пределы изменчивости, допустимой без существенного ущерба для использования этих устройств. При этом предполагается, что все систематические причины, влияющие на случайную величину x , остаются неизменными и вариация происходит лишь под влиянием неучитываемых обстоятельств, сопровождающих процесс выборки.

При нормальном распределении случайной величины x в генеральной совокупности мы можем по выборочным характеристикам \bar{x} и S найти такие пределы $x_1 = \bar{x} - lS$ и $x_2 = \bar{x} + lS$ и гарантировать с вероятностью γ попадание в них доли совокупности, не меньшей заданного предела P . Эти пределы называются допустимыми (толерантными) [25]. Тolerантные пределы устанавливают по данным выборки для случайной величины — доли (ограничиваемой пределами) генеральной совокупности. Значение l , являющееся функцией n , P и γ , приближенно выражается формулой [25]

$$l = l_{\infty} \left(1 + \frac{x_y}{\sqrt{2n}} + \frac{5x_y^2 + 10}{12n} \right),$$

где l определяется соотношением

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-l(\infty)}^{l(\infty)} e^{-\frac{t^2}{2}} dt = 2\Phi_0(l_{\infty}) = P,$$

и x_γ определяется из уравнения

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{x_\gamma}^{\infty} e^{-\frac{t^2}{2}} dt = 0,5 - \Phi_0(x_\gamma) = 1 - \gamma.$$

В работах [24] и [25] приведены табличные данные значения l в зависимости от n , P и γ , вычисленные по указанным формулам. Затем определяют для данного распределения допустимые (толерантные) пределы, эмпирические и теоретические значения коэффициентов относительной асимметрии и относительного рассеивания.

Границы поля допуска (толерантные пределы) определяют по формулам $x_1 = \bar{x} - lS$, $x_2 = \bar{x} + lS$. Так как дисперсии эмпирического и теоретического распределения практически не отличаются между собой, то можно написать $\delta_T = lS$, где $\delta_T = 11,75'$, $S = 4,05'$, тогда

$$l = \frac{11,75}{4,05} = 2,9, \quad x_1 = 32,47 - 2,9 \cdot 4,05 = 20,72',$$

$$x_2 = 32,47 + 2,9 \cdot 4,05 = 44,22'.$$

Для $l=2,9$ (2,82) и $N-1=29$ по приложению работы [24] находят, что $\gamma=0,99$ и $P=1-2 \beta=0,95$.

Таким образом, с вероятностью $\gamma=0,99$ можно утверждать, что из всех будущих наблюдений 95% будут лежать в интервале от $x_1=20,72'$ до $x_2=44,22'$.

$$x_2 - x_1 = 23,5'.$$

Значения эмпирических коэффициентов α_3 и k_3 определяют по формуле

$$\alpha_3 = \frac{\bar{x} - \Delta_T}{\delta_T},$$

так как за теоретическую координату середины поля допуска принята координата Δ_T гипотетического распределения, то можно считать, что $\bar{x} = \Delta_T$, тогда $\alpha_3 = 0$,

$$k_3 = \frac{3S}{\delta_T} = \frac{3 \cdot 4,05}{11,75} = 1,03.$$

Таким образом, даже не прибегая к определению доверительных интервалов для α_3 и k_3 , можно считать, что эмпирические и теоретические (гипотетические) коэффициенты относительной асимметрии и относительного рассеивания согласуются.

Доверительный интервал для MX определяют по формуле

$$\bar{x} - t_\beta \sigma_{\bar{x}} < MX < \bar{x} + t_\beta \sigma_{\bar{x}},$$

$$\sigma_{\bar{x}} = \frac{S}{\sqrt{N-1}} = \frac{4,05}{\sqrt{29}} = \frac{4,05}{5,38} = 0,75.$$

Значение t_β находят в работе [4]. Для распределения Стьюдента, исходя из того, что $\beta = 0,95$ и $N-1 = 29$, $t_\beta = 2,04$; тогда

$$32,47 - 2,04 \cdot 0,75 < MX < 32,47 + 2,04 \cdot 0,75$$

$$30,94 < MX < 34.$$

Доверительный интервал для σ определяют по формуле

$$S - \varepsilon < \sigma < S + \varepsilon.$$

В работе [24] находят, что при $k=30$ и $L(q, k)=0,95$ коэффициент $q=0,3$, тогда $\varepsilon=qS=0,3 \cdot 4,05=1,22$, $2,83 < \sigma < 5,27$.

ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО В КОРПУСЕ

Предельные значения угловой погрешности пары сцепленных зубчатых колес в корпусе к моменту окончания их изготовления, вычисленные по формуле (48), можно выразить как

$$(\Delta\varphi_{кз})_{\min}^0 = 25' \pm 9,3'.$$

Учитывая, что функция плотности вероятностей суммарной угловой погрешности пары зубчатых колес в сборе является суммой достаточно большого числа независимых (или слабозависимых) случайных величин, можно на основании предельной теоремы теории вероятностей утверждать, что эта функция подчинена нормальному закону распределения с параметрами $\alpha_T=0$ и $k_T=1$. Тогда на основании теоретических вычислений можно записать

$$\Delta_T = MX = \Delta\varphi_{кз} = 25';$$

$$\delta_T = \delta\varphi_{кз} = 9,3';$$

$$\sigma = \frac{\delta\varphi_{кз}}{3} = \frac{9,3}{3} = 3,1';$$

$$2\delta_T = 2\delta\varphi_{кз} = 18,6';$$

$$\Delta\varphi_1 = 15,7'; \Delta\varphi_2 = 34,3'.$$

Насколько теоретические выводы справедливы, проверяют на основании полученных экспериментальных статистических данных 26 пар зубчатых колес в сборе.

Построение эмпирической кривой функции плотности и вычисление ее параметров и характеристик. Так как объем выборки $N=26$, то вычисление эмпирических параметров: \bar{x} — выборочного среднего значения угловой погрешности, S — среднего квадратического отклонения, α_3 — коэффициента относительной асимметрии и k_3 — коэффициента относительного рассеивания — произведем с помощью интервалов x_i всех значений случайных величин угловой погрешности (в угловых минутах) и их частот p_i . Экспериментальные замеры значения угловой погрешности пары зубчатых колес в сборе (в угловых минутах) на момент их изготовления при $M_H=5$ Н·см показаны в табл. 13

Для построения гистограммы распределения все значения угловой погрешности разбивают на равные интервалы через $2'$, определяют соответствующие этим интервалам частоты и заполняют табл. 14.

Таблица 13

Номер	x_i'	Номер	x_i'	Номер	x_i'
1	26	10	21	19	23
2	23,3	11	21	20	20
3	20,3	12	25,6	21	21
4	24	13	28,9	22	24,3
5	19	14	18,3	23	21,7
6	24,3	15	21,3	24	22,7
7	25	16	25,6	25	21
8	30	17	18	26	22
9	21,3	18	27		

Таблица 14

Номер	Интервалы, x_i'	Середина интервала x_i'	Частоты p_i	x_i^2	$p_i x_i$	$p_i x_i^2$
1	17—19	18	2	324	36	648
2	19—21	20	3	400	60	1200
3	21—23	22	9	484	198	4356
4	23—25	24	5	576	120	2880
5	25—27	26	4	676	104	2704
6	27—29	28	2	784	56	1568
7	29—31	30	1	900	30	900
Сумма			26		604	14256

Исходя из данных табл. 14 определяют \bar{x} и S :

$$N = \sum p_i = 26; \quad \Delta p_i x_i = 604;$$

$$\sum p_i x_i^2 = 14256;$$

$$\bar{x} = \frac{\sum p_i x_i}{\sum p_i} = \frac{604}{26} = 23,23'.$$

Вычисляют значение второго начального момента и эмпирическое среднее квадратическое отклонение:

$$a_2 = \frac{\sum p_i x_i^2}{\sum p_i} = \frac{14256}{26} = 548,308;$$

$$S^2 = a_2 - (\bar{x})^2 = 548,308 - 539,633 = 8,665;$$

$$S = \sqrt{8,665} = 2,95'.$$

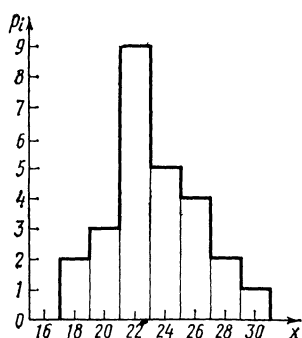


Рис. 85. Гистограмма распределения угловой погрешности пары зубчатых колес в сборе

По формуле (91) вычисляют вероятную погрешность измерения среднего значения x угловой погрешности с вероятностью $P = 50\%$:

$$x = \bar{x} \pm R_{\bar{x}} = \bar{x} \pm \frac{0,675S}{\sqrt{n}} = 23,23' \pm 0,39'.$$

Производят выравнивание эмпирического распределения (рис. 85) по гипотетическому закону Гаусса.

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 2,95} e^{-\frac{(x_i - 23,23)^2}{2 \cdot 2,95^2}}.$$

Результаты выравнивания приведены в табл. 15

Т а б л и ц а 15

Номер	x_i	p_i	$x_i - \bar{x}$	$t = \frac{x_i - \bar{x}}{S}$	$f(t)$	$f(t) \frac{h}{S}$	p'_i
1	18	2	-5,23	-1,77	0,0833	0,0565	1,47
2	20	3	-3,23	-1,09	0,2203	0,149	3,88
3	22	9	-1,23	-0,42	0,3653	0,248	6,45
4	24	5	0,77	0,26	0,3857	0,261	6,79
5	26	4	2,77	0,94	0,2565	0,174	4,52
6	28	2	4,77	1,62	0,1092	0,074	1,92
7	30	1	6,77	2,29	0,0290	0,0196	0,51
Сумма		26					25,52

Выравнивание произведено с помощью уравнения

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

где $t = \frac{x_i - \bar{x}}{S}$ параметр функции Лапласа. Значение функций Лапласа $f(t)$ берут из таблицы приложения работы [4]. Графическое изображение выравнивания эмпирического распределения по гипотетическому показано на рис. 86 (I, II).

Сравнение эмпирической и гипотетической функций плотности распределения суммарной угловой погрешности пары зубчатых колес в сборе проводят по критерию согласия Пирсона χ^2 .

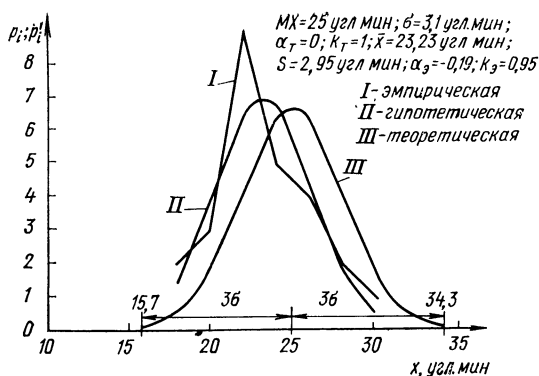


Рис. 86. Функции плотности вероятностей угловой погрешности пары зубчатых колес в сборе

Результаты вычислений по критерию согласия χ^2 приведены в табл. 16.

Таблица 16

Номер	p_i	p'_i	$(p_i - p'_i)$	$(p_i - p'_i)^2$	$\frac{(p_i - p'_i)^2}{p'_i}$
1	2	1,47	0,53	0,2809	0,19
2	3	3,88	0,88	0,7744	0,2
3	9	6,45	2,55	6,5025	1,01
4	5	6,79	1,79	3,2041	0,47
5	4	4,52	0,52	0,2704	0,06
6	2	1,92	0,08	0,0064	0,0033
7	1	0,51	0,49	0,2401	0,47
Сумма	26	25,52			2,4033

Таким образом
$$\chi^2 = \sum_{i=1}^7 \frac{(p_i - p'_i)^2}{p'_i} = 2,4.$$

По приложению работы [24] находят, что для $k=n-r-1=4$ и $\chi^2=24$ ближайшее значение $P(\chi^2)$ находится в пределах $0,5578 < P(\chi^2) < 0,7358$, т. е. $P(\chi^2) > P(0,05)$, а поэтому эмпирическая и гипотетическая кривые распределения согласуются.

С целью проверки правильности теоретического вывода о виде функции плотности суммарного значения угловой погрешности пары колес зубчатых в сборе и значении ее параметров проводят вырав-

нивание эмпирического распределения по теоретическому, используя формулу

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{(x_i - MX)^2}{2\sigma^2}} = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 3,1} e^{-\frac{(x_i - 2S)^2}{2 \cdot 3,1^2}}.$$

Результаты выравнивания и данных для построения теоретического поля рассеивания с учетом $\pm 3\sigma$ приведены в табл. 17.

Таблица 17

Номер	x_i	p_i	$x_i - MX$	$t = \frac{x_i - MX}{\sigma}$	$f(t)$	$f(t) \frac{h}{\sigma}$	p'_i
1	14		-11	-3,55	0,0007	0,000045	0,012
	16		-9	-2,9	0,0060	0,0039	0,104
1	18	2	-7	-2,26	0,031	0,02	0,52
2	20	3	-5	-1,61	0,1092	0,073	1,83
3	22	9	-3	-0,97	0,2492	0,1605	4,18
4	24	5	-1	-0,32	0,379	0,245	6,36
5	26	4	1	0,32	0,379	0,245	6,36
6	28	2	3	0,97	0,2492	0,1605	4,18
7	30	1	5	1,61	0,1032	0,073	1,83
Сумма		26					25,26

Графическое изображение теоретического распределения показано на рис. 86 (III).

Так как теоретические значения параметров функции плотности распределения известны, то сравнение эмпирического и теоретического распределений проводят по критерию согласия Колмогорова λ .

Результаты вычислений по критерию согласия λ приведены в табл. 18.

Таблица 18

Номер	p_i	p'_i	$p_{\Sigma i}$	$p'_{\Sigma i}$	$p_{\Sigma i} - p'_{\Sigma i}$
1	2	0,52	2	0,52	1,48
2	3	1,83	5	2,35	2,65
3	9	4,18	14	6,53	7,47
4	5	6,36	19	12,89	5,11
5	4	6,36	23	19,25	3,75
6	2	4,18	25	23,43	1,57
7	1	1,83	26	25,26	0,74
Сумма	$N=26$	25,26			

$p_{\Sigma i}$ и $p'_{\Sigma i}$ — накопленные эмпирические и теоретические частоты.

Наибольшая разность между накопленными эмпирическими и теоретическими частотами составляет цифра 7,47;

$$D_{\max} = \frac{7,47}{26} = 0,287,$$

откуда $\lambda = D_{\max} \sqrt{n} = 0,287 \cdot 5,1 = 1,44$.

По приложению работы [4] находят, что для $\lambda = 1,44$

$$0,0397 < P(\lambda) < 0,0222.$$

Таким образом, для уровня значимости $P(\lambda) = 0,01$ эмпирическое и теоретическое распределения согласуются.

Определение эмпирических коэффициентов относительной асимметрии и относительного рассеивания. Поскольку границы поля допуска заданы теоретическим распределением, то, зная Δ_T , δ_T и \bar{x} , S , определяют α_3 и k_3 :

$$\alpha_3 = \frac{\bar{x} - \Delta_T}{\delta_T} = \frac{23,23 - 25}{9,3} = -0,19;$$

$$k_3 = \frac{3S}{\delta_T} = \frac{3 \cdot 2,95}{9,3} = -0,95;$$

Для нормального закона распределения по выборочным характеристикам \bar{x} и S для генеральной совокупности записывают пределы поля рассеивания [25]:

$$x_1 = \bar{x} - lS;$$

$$x_2 = \bar{x} + lS.$$

Так как теоретическое поле рассеивания задано, то записывают $\delta_T = lS$, откуда

$$l = \frac{\delta_T}{S} = \frac{9,3}{2,95} = 3,15.$$

Для ближайшего значения $l = 3,15$ (2,94) и $N - 1 = 25$ по приложению работы [24] находят, что $\gamma = 0,99$ и $P = 1 - 2\beta = 0,95$, т. е. с вероятностью $\gamma = 0,99$ утверждают, что из всех будущих наблюдений 95% значений угловой погрешности пары зубчатых колес в сборе будут лежать в интервале от $x_1 = 15,7'$ до $x_2 = 34,3'$.

Оценивают случайность расхождения между заданным математическим ожиданием и выборочным средним, теоретическими и эмпирическими средними квадратическими отклонениями, между эмпирическими и теоретическими значениями коэффициентов α и k .

Определяют, существенно ли расхождение между MX и \bar{x} . Обычно полагают, что при $N > 20$ расхождение существенно, если $1 - 2\Phi(t) \leq 0,5$ или 0,01 или 0,001.

Вычисляют

$$t = \frac{(MX - \bar{x}) \sqrt{N}}{\sigma};$$

$$t = \frac{(25 - 23,23) \sqrt{26}}{3,1} = 2,91.$$

По приложению работы [4] для данного $t=2,91$ находят вероятность $\Phi(t) > 0,4982$.

Отсюда $2\Phi(t) > 0,9964$ и $[1-2\Phi(t)] < 0,0036$, т. е. расхождение между MX и x для уровня значимости $[1-2\Phi(t)] < 0,001$ несущественно.

Для оценки расхождения между σ и S используют критерий Романовского:

$$\chi = \frac{S}{\sigma} \sqrt{N}.$$

Если $\frac{(\chi^2 - k)}{\sqrt{2k}} \geq 3$, то расхождение между S и σ существенно; если $\frac{(\chi^2 - k)}{\sqrt{2k}} < 3$ — расхождение несущественно, где $k=N-1$ — число степеней свободы; N — число опытов.

$$\chi = \frac{S}{\sigma} \sqrt{N} = \frac{2,95}{3,1} \sqrt{26} = 4,85;$$

$$\chi^2 = 4,85^2 = 23,52;$$

$$\frac{(\chi^2 - k)}{\sqrt{2k}} = \frac{|23,52 - 25|}{7,07} = 0,21 < 3.$$

Следовательно, расхождение между S и σ несущественно.

Оценку случайности расхождения между эмпирическими и теоретическими значениями коэффициентов α и k находят с помощью таблицы приложения работы [24], где возможные отклонения α_0 и k_0 от своих теоретических значений приведены при различных объемах выборки. Эта таблица рассчитана для условий, когда генеральная совокупность нормальна, поле допуска равно практически предельному полю рассеивания (вероятность брака равна 0,0027) и надежность γ получаемых оценок равна 0,99.

Для оценки расхождения между α_0 и α_T определяют их разность $(\alpha_T - \alpha_0)$. Если эта разность меньше табличного значения $\Delta\alpha$ для данного N , то расхождение случайно, если больше — расхождение существенно. Для нашего случая $\alpha_T=0$; $\alpha_0=-0,19$ и $N=26$. Определяют $|\alpha_T - \alpha_0| = 0,19$.

По таблице приложения работы [24] находят, что для $N=26$ $\Delta\alpha=0,18$, т. е. практически можно считать $\Delta\alpha \approx |\alpha_T - \alpha_0|$. Поэтому коэффициенты α_0 и α_T согласуются удовлетворительно.

Для оценки расхождения между k_0 и k_T определяют отношение большего значения k к меньшему:

$$\frac{k_T}{k_0} = \frac{1}{0,95} = 1,05.$$

По таблице приложения работы [24] находят, что для $N=26$ коэффициент $v=1,33$ ($1,33 > 1,05$), следовательно, расхождение между k_T и k_0 существенно.

КРЕСТОВАЯ ЖЕСТКАЯ МУФТА

Предельные значения угловой погрешности крестовой жесткой муфты на момент их изготовления, вычисленные по формуле (83), будут равны

$$\Delta\varphi_{\text{пр мк}}^{\text{max}} = 3,5' \pm 3,5'.$$

Если функции плотности вероятностей угловой погрешности крестовой муфты определяются допускаемыми отклонениями линейных размеров паза поводков и зуба крестовины, распределение которых подчинено нормальному закону с параметрами $\alpha=0$ и $k=1$, то само значение угловой погрешности также подчинено нормальному закону с параметрами $\alpha_T=0$ и $k_T=1$. Тогда на основании теоретических вычислений получим

$$\begin{aligned}\Delta_T &= MX = \overline{\Delta\varphi_{\text{пр мк}}} = 3,5'; \\ \delta_T &= \delta\varphi_{\text{пр мк}} = 3,5'; \\ \sigma &= \frac{\delta\varphi_{\text{пр мк}}}{3} = \frac{3,5}{3} = 1,17'; \\ 2\delta_T &= 2\delta\varphi_{\text{пр мк}} = 7'; \\ \Delta\varphi_1 &= 0; \quad \Delta\varphi_2 = 7'.\end{aligned}$$

Насколько теоретические выводы справедливы, проверяют на основании полученных экспериментальных статистических данных 30 муфт.

Построение эмпирической кривой функции плотности и вычисление ее параметров и характеристик. Так как объем выборки $N=30$, то вычисление эмпирических параметров: \bar{x} — выборочного среднего значения угловой погрешности, S — среднего квадратического отклонения, α_0 — коэффициента относительной асимметрии и k_0 — коэффициента относительного рассеивания — производят с помощью интервалов x_i всех значений случайных величин угловой погрешности в угловых минутах и их частот p_i .

Экспериментальные замеры угловых погрешностей муфт крестовых жестких в угловых минутах на момент их изготовления при $M_H=5$ Н·см приведены в табл. 19.

Таблица 19

Номер	$x, '$	Номер	$x, '$	Номер	$x, '$
1	4	11	3	21	2,5
2	5	12	3	22	3
3	2	13	6,5	23	4,33
4	1	14	2,84	24	0,83
5	3,5	15	4	25	3
6	3	16	4,67	26	4,25
7	4	17	2,7	27	3
8	2,5	18	3	28	2,5
9	5,5	19	1	29	3,5
10	4	20	4,58	30	2

Для построения гистограммы распределения разбивают все значения угловых погрешностей на равные интервалы через $1'$ и определяют соответствующие этим интервалам частоты p_i

Т а б л и ц а 20

Номер	Интервалы, '	Середина интервала $x_i, '$	Частоты p_i	x_i^2	$p_i x_i$	$p_i x_i^2$
1	0—1	0,5	1	0,25	0,5	0,25
2	1—2	1,5	2	2,25	3,0	4,5
3	2—3	2,5	7	6,25	17,5	43,75
4	3—4	3,5	9	12,25	31,5	110,25
5	4—5	4,5	8	20,25	36	162
6	5—6	5,5	2	30,25	11	60,5
7	6—7	6,5	1	42,25	6,5	42,25
Сумма			30		106	423,5

Исходя из данных табл. 20, определяют \bar{x} и S :

$$N = \sum p_i = 30, \quad \sum p_i x_i = 106, \quad \sum p_i x_i^2 = 423,5.$$

$$\bar{x} = \frac{\sum p_i x_i}{\sum p_i} = \frac{106}{30} = 3,53'.$$

Вычисляют значение второго начального момента и эмпирическое среднее квадратическое отклонение

$$a_2 = \frac{\sum p_i x_i^2}{\sum p_i} = \frac{423,5}{30} = 14,1169;$$

$$S^2 = a_2 - (\bar{x})^2 = 14,1169 - 12,4609 = 1,656;$$

$$S = \sqrt{1,656} = 1,28.$$

По формуле (66) вычисляют вероятную погрешность измерения среднего значения \bar{x} угловой погрешности с вероятностью $P=50\%$:

$$x = \bar{x} \pm R_{\bar{x}} = \bar{x} \pm \frac{0,675S}{\sqrt{n}} = 3,53' \pm 0,16'.$$

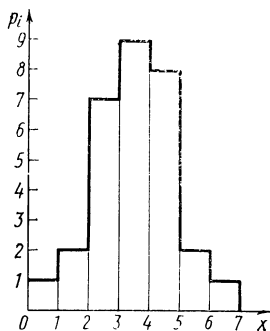
Затем производят выравнивание эмпирического распределения (рис. 87) по гипотетическому закону Гаусса:

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 1,28} e^{-\frac{(x_i - 3,53)^2}{2 \cdot 1,28^2}}.$$

Результаты выравнивания приведены в табл. 21

Выравнивание производят с помощью уравнения $f(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t^2}{2}}$, где $t = \frac{x_i - \bar{x}}{S}$ — параметр функции Лапласа.

Рис. 87. Гистограмма распределения угловой погрешности крестовой жесткой муфты



Значение функции Лапласа $f(t)$ берут из таблицы приложения работы [4] Графическое изображение выравнивания эмпирического распределения по гипотетическому показано на рис. 88 (I, II).

Сравнение эмпирической и теоретической (гипотетической) функций плотности распределения угловой погрешности крестовой жесткой муфты проводят по критерию согласия Пирсона χ^2 . Результаты вычислений по критерию согласия χ^2 приведены в табл. 22.

Таблица 21

Номер	x_i	p_i	$x_i - \bar{x}$	$t = \frac{x_i - \bar{x}}{S}$	$f(t)$	$f(t) \frac{h}{S}$	p'_i
1	0,5	1	-3,03	-2,37	0,0241	0,0189	0,97
2	1,5	2	-2,03	-1,585	0,1145	0,0894	2,68
3	2,5	7	-1,03	-0,805	0,2897	0,226	6,77
4	3,5	9	-0,03	-0,0296	0,3988	0,312	9,35
5	4,5	8	0,97	0,757	0,2989	0,234	7
6	5,5	2	1,97	1,536	1,1238	0,0967	2,9
7	6,5	1	2,97	2,32	0,0277	0,0216	0,65
Сумма		30					29,92

Таблица 22

Номер	p_i	p'_i	$ p_i - p'_i $	$ p_i - p'_i ^2$	$\frac{ (p_i - p'_i)^2 }{p'_i}$
1	1	0,57	0,43	0,1849	0,325
2	2	2,68	0,68	0,4624	0,173
3	7	6,77	0,23	0,0529	0,0078
4	9	9,35	0,35	0,1225	0,0131
5	8	7	1	1	0,143
6	2	2,9	0,9	0,81	0,279
7	1	0,65	0,35	0,1225	0,189
Сумма	30	29,92			1,13

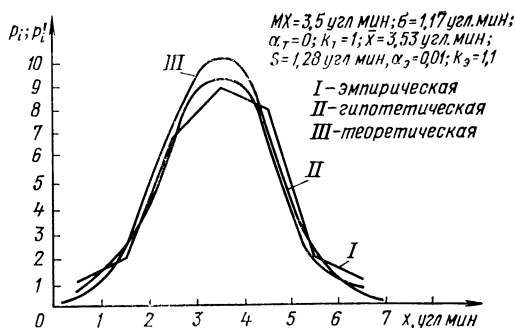


Рис. 88. Функции плотности вероятностей угловой погрешности крестовой жесткой муфты

Таким образом, $\chi^2 = \sum_{i=1}^7 \frac{|p_i - p'_i|^2}{p'_i} = 1,13$. По приложению ра-

боты [24] находят, что для $k=n-r-1=4$ и $\chi^2=1,13$ ближайшее значение $P(\chi^2)=0,9098$, т. е. $P(\chi^2)=0,9098 \gg 0,05$, а поэтому эмпирическая и гипотетическая кривые распределения согласуются. Таким образом, можно утверждать, что характер распределения выбран правильно.

С целью проверки правильности теоретического вывода о виде функции плотности угловой погрешности крестовой жесткой муфты и значении ее параметров проводят выравнивание эмпирического распределения по теоретическому, используя формулу

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{(x_i - MX)^2}{2\sigma^2}} = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 1,17} e^{-\frac{(x_i - 3,5)^2}{2 \cdot 1,17^2}}.$$

Результаты выравнивания и данные для построения теоретического поля рассеивания приведены в табл. 23

Таблица 23

Номер	x_i	p_i	$x_i - MX$	$t = \frac{x_i - MX}{\sigma}$	$f(t)$	$f(t) \frac{h}{\sigma}$	p'_i
1	0	1	-3,5	2,99	0,0046	0,002	0,06
2	0,5	1	-3	-2,56	0,0151	0,0129	0,387
3	1,5	2	-2	-1,71	0,0925	0,079	2,48
4	2,5	7	-1	-0,85	0,278	0,237	7,12
5	3,5	9	0	0	0,3989	0,341	10,24
6	4,5	8	1	0,85	0,278	0,237	7,12
7	5,5	2	2	1,71	0,0925	0,079	2,48
7	6,5	1	3	2,56	0,0151	0,0129	0,387
Сумма		30					30,174

Графическое изображение теоретического распределения показано на рис. 88 (III).

Так как теоретические значения параметров функции плотности распределения известны, то сравнение эмпирического и теоретического распределений проводят по критерию согласия Колмогорова λ . Результаты вычислений по критерию λ приведены в табл. 24.

Наибольшая разность между накопленными эмпирическими и теоретическими частотами составляет 1,19;

$$D_{\max} = \frac{1,19}{N} = \frac{1,19}{30} = 0,0397;$$

$$\lambda = D_{\max} \sqrt{N} = 0,0397 \times 5,48 = 0,178.$$

По приложению работы [24] для $\lambda=0,3$ $P(\lambda)=1$, а $(\lambda=0,3) > (\lambda=0,178)$. Следовательно, эмпирическое и теоретическое распределения согласуются хорошо.

Т а б л и ц а 24

Номер	p_i	p'_i	$p_{\Sigma i}$	$p'_{\Sigma i}$	$p_{\Sigma i} - p'_{\Sigma i}$
1	1	0,39	1	0,39	0,61
2	2	2,48	3	2,87	0,13
3	7	7,12	10	9,99	0,01
4	9	10,2	19	20,19	-1,19
5	8	7,12	27	27,31	20,31
6	2	2,48	29	29,79	-0,79
7	1	0,39	30	30,18	-0,18
Сумма	$N=30$	30,18			

$p_{\Sigma i}$ и $p'_{\Sigma i}$ — накопленные эмпирические и теоретические частоты.

Определение эмпирических коэффициентов относительной асимметрии и относительного рассеивания. Поскольку границы поля допуска заданы теоретическим распределением, то, зная Δ_T , δ_T , x и S , определяют α_3 и k_3 :

$$\alpha_3 = \frac{x - \Delta_T}{\delta_T} = \frac{3,53 - 3,5}{3,5} = 0,0086 \approx 0,01;$$

$$k_3 = \frac{3S}{\delta_T} = \frac{3 \cdot 1,28}{3,5} = 1,1.$$

Для нормального закона распределения по выборочным характеристикам x и S для генеральной совокупности определяют пределы поля рассеивания [25] $x_1 = x - lS$; $x_2 = x + lS$.

Так как для нашего случая теоретическое поле рассеивания задано, то записывают $\delta_T = lS$, откуда $l = \frac{\delta_T}{S} = \frac{3,5}{1,28} = 2,73$.

Для ближайшего значения $t=2,73$ (2,82) и $N-1=29$ по приложению работы [24] находят, что $\gamma=0,99$ и $P=1-2\beta=0,95$, т. е. с вероятностью $\gamma=0,99$ можно утверждать, что из всех будущих наблюдений 95% значений угловой погрешности крестовых жестких муфт будут лежать в интервале от $x_1=0$ и до $x_2=7$ угл. мин.

Затем оценивают случайность расхождения между заданными математическим ожиданием и выборочным средним, теоретическими и эмпирическими средними квадратическими отклонениями, между эмпирическими и теоретическими значениями коэффициентов a и k . Определяют, существенно ли расхождение между MX и \bar{x} . Обычно полагают, что при $N>20$ расхождение существенно, если $[1-2\Phi(t)] \leq 0,05$ или $0,001$.

$$\text{Вычисляют } \frac{|MX - \bar{x}| \sqrt{N}}{\sigma};$$

$$t = \frac{|3,5 - 3,53| \sqrt{30}}{1,17} = 0,14.$$

По приложению работы [24] для данного $t=0,14$ находят вероятность $\Phi(t) > 0,0557$. Отсюда $2\Phi(t) \geq 0,1114$ и $[1-2\Phi(t)] < 0,8886$, т. е. расхождение между MX и \bar{x} несущественно, так как $[1-2\Phi(t)] \leq 0,05$. Для оценки расхождения между σ и S применяют критерий Романовского χ :

$$\chi = \frac{S}{\sigma} \sqrt{N} = \frac{1,28}{1,17} \sqrt{30} = 6;$$

$$\chi^2 = 6^2 = 36, \quad k = N - 1 = 29;$$

$$\frac{|\chi^2 - k|}{\sqrt{2k}} = \frac{|36 - 29|}{7,62} = 0,92 < 3.$$

Следовательно, расхождение между σ и S несущественно. Для оценки расхождения между α_o и α_r определяют их разность $(\alpha_o - \alpha_r)$. Если эта разность меньше табличного значения $\Delta\alpha$ [24] для данного N , то расхождение случайно, если больше — расхождение существенно. Для нашего случая $\alpha_r=0$, $\alpha_o=0,01$ и $N=30$. Определяют $(\alpha_o - \alpha_r)=0,01$.

По таблице приложения работы [24] находят, что для $N=30$ $\Delta\alpha=0,17$, т. е. $\Delta\alpha=0,17 \gg 0,01$, поэтому коэффициенты a_r и a_o согласуются хорошо.

Для оценки расхождения между k_r и k_o определяют отношение большего значения k к меньшему:

$$\frac{k_o}{k_r} = \frac{1,1}{1} = 1,1.$$

По таблице приложения работы [24] находят, что для $N=30$ коэффициент $v=1,32$ ($1,32 > 1,1$). Следовательно, расхождение между k_r и k_o несущественно.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИЗНОСА УНИВЕРСАЛЬНОГО РЕДУКТОРА, ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС В СБОРЕ И КРЕСТОВОЙ МУФТЫ

В гл. 3 было показано, что определение износа электромеханических модулей ввиду многочисленности случайных факторов, влияющих на его величину, можно проводить в настоящее время только с помощью теории вероятностей, используя статистические данные износа и определяя параметры и характеристики случайных функций. В гл. 3 приводится в общем виде уравнение износа электромеханических модулей, которое имеет вид

$$\Delta\varphi = (\Delta\varphi_1 + h) 10^{\frac{t-t_1}{A}} - h. \quad (67)$$

Используя статистические данные эксперимента, строят случайные функции износа и дают оценку, насколько теоретическое уравнение (67) износа справедливо для определения износа указанных электромеханических модулей.

Результаты замеров измерения угловой погрешности 30 универсальных редукторов, 26 пар зубчатых колес в сборе и 30 крестовых жестких муфт в процессе испытания на износ в течение 500 ч при $M_n = 5 \text{ Н} \cdot \text{см}$ приведены соответственно в табл. 25, 26 и 27.

Построение случайных функций износа электромеханических модулей и определение их параметров и характеристик. Прежде чем приступить к построению кривых износа и вычислению их параметров и характеристик, рассматривают полученные статистические данные износа с точки зрения резко выделяющихся наблюдений (ошибок измерений).

Данные табл. 25 и 26 свидетельствуют о том, что в них нет резко выделяющихся наблюдений. Конкретные значения мертвого хода крестовых жестких муфт, приведенные в табл. 27, указывают на то, что замеры 2-й, 6-й и 23-й муфт вызывают сомнение с точки зрения резко выделяющихся результатов измерений.

Определяют сначала случайность замера 6-й муфты, т. е. значение $34'$. Вычисляют для сечения $t_7=500$ ч эмпирические значения \bar{x} и S без замера 6-й муфты: $\bar{x}=10,32$, $S=5,65$.

Определяют разность между значением замера 6-й муфты и выборочным средним значением \bar{x} : $|x_{N+1}-\bar{x}|=34-10,32=23,68'$.

По таблице приложения работы [24] находят, что для $N=29$ и $\beta=0,01$ значение $t'_\beta=2,81$. Таким образом, доверительные пределы $t'_\beta S=2,81 \cdot 5,65=15,9'$.

Так как $23,68>15,9$, то с вероятностью $1-0,01$ результат $x_{N+1}=34'$ нельзя считать случайным, и его отбрасывают.

Случайность замеров 2-й и 23-й муфт проверяют с помощью критерия Ирвина. Сущность критерия Ирвина заключается в том, что расчеты \bar{x} и S проводят по всем данным эксперимента, а затем определяют случайность выделяющегося значения. Этот критерий основан на разности между x_N и x_{N+1} , результатов измерений, где x_N и x_{N+1} — два наибольших значения случайной величины.

Функция $\lambda = \frac{x_{N+1} - x_N}{S}$ табулирована [24] Ирвином для различных надежностей.

Т а б л и ц а 25

$\Delta\varphi(t)_{ред.}$	Время, ч						
	$t_1=0$	$t_2=50$	$t_3=100$	$t_4=200$	$t_5=300$	$t_6=400$	$t_7=500$
$\Delta\varphi_1(t)$	36	39	42,9	36,7	41	38,8	40,2
$\Delta\varphi_2(t)$	28	41	49,6	30,8	34,6	37,5	38,5
$\Delta\varphi_3(t)$	28	39,7	40,5	34,5	37	39,2	37,2
$\Delta\varphi_4(t)$	30,9	35,4	37,5	34,7	33,3	33,7	34,6
$\Delta\varphi_5(t)$	32	35,8	35,5	32,4	35	36,8	36,1
$\Delta\varphi_6(t)$	32	39,4	37,5	29,7	36,2	37,9	37,8
$\Delta\varphi_7(t)$	37	38	46,3	29,9	37	36,1	38,5
$\Delta\varphi_8(t)$	27	39,5	40,6	37,4	40,6	32,3	41,4
$\Delta\varphi_9(t)$	30	39,8	37,5	38,5	35,4	37,2	35,6
$\Delta\varphi_{10}(t)$	38	40,4	39,7	29	35	38,2	36,4
$\Delta\varphi_{11}(t)$	32,8	39,9	40,6	41,9	42,6	42,8	43,5
$\Delta\varphi_{12}(t)$	25,4	32,4	34,6	40,2	34,6	34,3	34,7
$\Delta\varphi_{13}(t)$	39	37,6	43	37,8	40,3	38,5	39,4
$\Delta\varphi_{14}(t)$	26	42,9	34,7	39,6	38,5	39,4	48,5
$\Delta\varphi_{15}(t)$	31	39,7	42,6	42,6	38	36,5	37,8
$\Delta\varphi_{16}(t)$	34	36,9	37,6	42,8	37	37,5	39,9
$\Delta\varphi_{17}(t)$	24	30,3	32	32,5	34	32,1	31,9
$\Delta\varphi_{18}(t)$	35	35	36	44	37,6	36,8	40,2
$\Delta\varphi_{19}(t)$	32	34,9	37,4	35,4	34,2	32,5	32,5
$\Delta\varphi_{20}(t)$	30	39,4	35,1	35,7	35,3	31,7	32,6
$\Delta\varphi_{21}(t)$	31	34,4	30	30,4	34	37,6	37,6
$\Delta\varphi_{22}(t)$	30	37	37,5	35	42	40	41,1
$\Delta\varphi_{23}(t)$	31	33,7	34,2	29,5	39	38	38,2
$\Delta\varphi_{24}(t)$	39	38,8	37,5	38,2	38	43,1	42,8
$\Delta\varphi_{25}(t)$	34,9	36,9	31,8	46,3	35,4	39,2	35,4
$\Delta\varphi_{26}(t)$	33	38,7	40,2	38,1	35,6	36,5	38,7
$\Delta\varphi_{27}(t)$	38	36,7	38,9	46	50	49,3	39,7
$\Delta\varphi_{28}(t)$	36,8	38,6	39,8	47	42,3	42,5	40,4
$\Delta\varphi_{29}(t)$	32	33,9	42	43	40,3	41,6	39,7
$\Delta\varphi_{30}(t)$	34	34,5	37,4	40,4	34	34,4	43

Т а б л и ц а 26

$\Delta\varphi(t)_{кз.}$	Время, ч						
	$t_1=0$	$t_2=50$	$t_3=100$	$t_4=200$	$t_5=300$	$t_6=400$	$t_7=500$
$\Delta\varphi_1(t)$	26	22,7	20,7	21,7	23	24,6	23
$\Delta\varphi_2(t)$	23,3	21	20	20,7	21,3	21	21,6
$\Delta\varphi_3(t)$	20,3	21,7	21	22	21,3	21,3	22
$\Delta\varphi_4(t)$	24	24,3	24	24,3	24	24,3	24,3
$\Delta\varphi_5(t)$	19	19,3	19	20	19,6	19,6	19
$\Delta\varphi_6(t)$	24,3	22,3	21,3	22	23	23	22
$\Delta\varphi_7(t)$	25	25	22,7	23,3	22,6	24	24,6
$\Delta\varphi_8(t)$	30	29,3	29	29,3	29	29,6	29,6

Продолжение табл. 26

$\Delta\varphi(t)_{\text{КЗ}},$	Время, ч						
	$t_1=0$	$t_2=50$	$t_3=100$	$t_4=200$	$t_5=300$	$t_6=400$	$t_7=500$
$\Delta\varphi_9(t)$	21,3	20,7	20,7	20,7	20,3	20	20
$\Delta\varphi_{10}(t)$	21	22	20,3	21,7	21,6	22	21,6
$\Delta\varphi_{11}(t)$	21	20	20	20	18,6	20	20
$\Delta\varphi_{12}(t)$	25,6	23,3	26	23,6	22,3	23,3	23,6
$\Delta\varphi_{13}(t)$	28,9	28,7	29,3	29,3	29,3	30,7	30,7
$\Delta\varphi_{14}(t)$	18,3	18,7	18,7	18,3	19	18,2	19
$\Delta\varphi_{15}(t)$	21,3	21,8	22,2	20,8	21,3	22	21,3
$\Delta\varphi_{16}(t)$	25,6	25	23,5	23,7	24,3	24,3	25,3
$\Delta\varphi_{17}(t)$	18	18	21,7	19,7	18,6	19	18,3
$\Delta\varphi_{18}(t)$	27	27	26,3	25,3	26	26,3	26,7
$\Delta\varphi_{19}(t)$	23	22,7	23	22	23	23	23,3
$\Delta\varphi_{20}(t)$	20	19,3	19,3	19	19	19,3	19,3
$\Delta\varphi_{21}(t)$	21	23,3	21	20	21	21	21
$\Delta\varphi_{22}(t)$	24,3	23	22	22	21,6	23,3	22,3
$\Delta\varphi_{23}(t)$	21,7	21	20,3	20	21,6	22	22
$\Delta\varphi_{24}(t)$	22,7	21,3	20,7	20,3	19,6	20	21
$\Delta\varphi_{25}(t)$	21	22,5	22	22	23,6	24	23
$\Delta\varphi_{26}(t)$	22	20,7	19,3	19	20,6	21	20

Т а б л и ц а 27

$\Delta\varphi(t)_{\text{МК}},$	Время, ч						
	$t_1=0$	$t_2=50$	$t_3=100$	$t_4=200$	$t_5=300$	$t_6=400$	$t_7=500$
$\Delta\varphi_1(t)$	4	5,92	6,5	8,47	11	12	12
* $\Delta\varphi_2(t)$	5	13	15	14	21	22	25
$\Delta\varphi_3(t)$	2	6,95	8,25	10,77	11	12	13
$\Delta\varphi_4(t)$	1	4,85	4,12	6,6	8,03	8,08	9,73
$\Delta\varphi_5(t)$	3,5	5,6	6,77	8,98	9,37	13	16
* $\Delta\varphi_6(t)$	3	9,2	12	19	24	26	34
$\Delta\varphi_7(t)$	4	6,5	7,25	9,7	12	15	18
$\Delta\varphi_8(t)$	2,5	6,27	6,42	8,48	8,77	9,48	10
$\Delta\varphi_9(t)$	5,5	6,5	7,13	7,68	9,9	10	12
$\Delta\varphi_{10}(t)$	4	3,63	4,78	4,83	6,82	7,52	8,62
$\Delta\varphi_{11}(t)$	3	6,1	7,13	9,08	9,95	10	11
$\Delta\varphi_{12}(t)$	3	4,75	4,77	6,28	6,98	7,13	7,58
$\Delta\varphi_{13}(t)$	6,5	7,45	8,47	12	14	16	17
$\Delta\varphi_{14}(t)$	2,84	2,58	3,17	3,83	3,03	5,42	4,5
$\Delta\varphi_{15}(t)$	4	6,75	6,25	7,97	8,32	8,98	8,48
$\Delta\varphi_{16}(t)$	4,67	4,57	4,35	6,83	7,58	8,62	9,15
$\Delta\varphi_{17}(t)$	2,17	3	3,13	3,72	3,5	3,83	4,32
$\Delta\varphi_{18}(t)$	3	5,3	4,38	5,68	5,6	6,32	6,68
$\Delta\varphi_{19}(t)$	1	1,87	1,72	2,63	2,65	1,95	2,27
$\Delta\varphi_{20}(t)$	4,58	4,47	3,12	4,63	3,9	3,88	3,77

$\Delta\varphi(t)_{\text{МК}},$	Время, ч						
	$t_1=0$	$t_2=50$	$t_3=100$	$t_4=200$	$t_5=300$	$t_6=400$	$t_7=500$
$\Delta\varphi_{21}(t)$	2,5	4,63	6,03	6,68	6,67	7,42	9,15
$\Delta\varphi_{22}(t)$	3	3,18	4,8	5,58	8	7,22	8,11
$*\Delta\varphi_{23}(t)$	4,33	11	13	15	18	22	22
$\Delta\varphi_{24}(t)$	0,83	4,6	4,22	4,43	5,73	6	5,8
$\Delta\varphi_{25}(t)$	3	5,32	5,99	5,95	7	7,73	8,62
$\Delta\varphi_{26}(t)$	4,25	5,63	8,58	8,5	10	13	16
$\Delta\varphi_{27}(t)$	3	4,07	3,97	3,45	3,82	4,85	5,11
$\Delta\varphi_{28}(t)$	2,5	2,97	2,97	3,67	3,7	4,15	4,22
$\Delta\varphi_{29}(t)$	3,5	5,5	5,57	4,82	5,33	5,92	6
$\Delta\varphi_{30}(t)$	2	5,62	6,52	7,4	7,6	8,11	9,11

Результаты выделяющегося замера 2-й муфты проверяют для сечения $t_7=500$ ч:

$$\lambda = \frac{x_{N+1} - x_N}{S} = \frac{25 - 18}{5,65} = 1,24.$$

По таблице функции Ирвина приложения работы [24] находят, что для $N=30$ $\lambda_{0,95}=1,2$, т. е. $(\lambda_{0,95}=1,2) < (\lambda=1,24)$. Поэтому значение $x_{N+1}=25$ необходимо также отбросить. Результаты выделяющегося замера 23-й муфты проверяют для сечения $t_3=100$ ч:

$$\lambda = \frac{x_{N+1} - x_N}{S} = \frac{13 - 8,58}{1,85} = 2,39.$$

По таблице функции Ирвина приложения работы [24] находят, что для $N=30$ $\lambda_{0,95}=1,2$, т. е. $(\lambda_{0,95}=1,2) < (\lambda=2,39)$. Поэтому значение $x_{N+1}=13$ необходимо также отбросить.

Таким образом результаты замеров угловой погрешности 2-й, 6-й, 23-й муфт исключают и не учитывают их значения при дальнейшей обработке результатов эксперимента.

Для построения случайных функций износа универсального редуктора, зубчатых колес в сборе и крестовой жесткой муфты определяют для каждого сечения t_i времени испытания электромеханического модуля их выборочные средние значения мертвого хода $\bar{x}(t_i)$ и средние квадратические отклонения $S(t_i)$, полагая, что их функции плотности вероятностей подчинены нормальному закону. Результаты вычислений значений $\bar{x}(t_i)$, $S(t_i)$ и $lS(t_i)$ универсального редуктора, колес зубчатых в сборе, муфты крестовой жесткой приведены соответственно в табл. 28, 29 и 30.

Графическое изображение эмпирических кривых износа и их доверительных интервалов универсального редуктора, зубчатых колес в сборе и жестких крестовых муфт показано на рис. 89, 90 и 91.

Определение времени приработки и коэффициентов h и A экспоненциального уравнения износа электромеханического модуля. Рассмотрение эмпирической кривой износа универсального редукто-

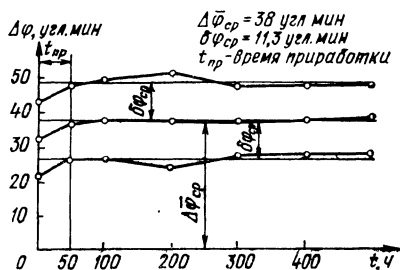


Рис. 89. Кривая износа и доверительные интервалы поля рассеивания универсального редуктора

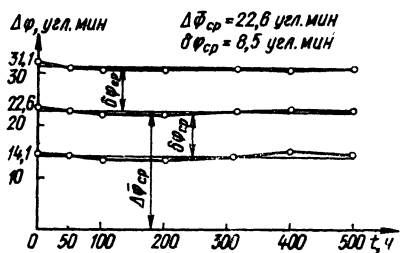


Рис. 90. Кривая износа и доверительные интервалы поля рассеивания зубчатых колес в сборе

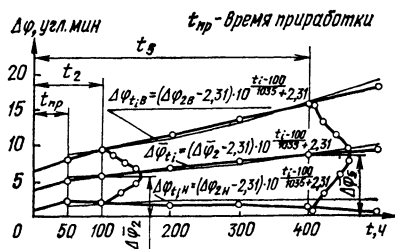


Рис. 91. Кривая износа и доверительные интервалы поля рассеивания крестовой жесткой муфты

Т а б л и ц а 28 /

Параметр, '	$t_1=0$	$t_2=50$	$t_3=100$	$t_4=200$	$t_5=300$	$t_6=400$	$t_7=500$
$\bar{x}(t_i)_{\text{ред}}$	32,47	37,35	38,37	37,93	37,87	38,20	38,46
$S(t_i)_{\text{ред}}$	4,05	3,97	4,21	4,98	3,57	3,64	3,65
$lS(t_i)_{\text{ред}}^*$	11,4	11,2	11,8	14	10,1	10,3	10,3

* П р и м е ч а н и е: для универсального редуктора $l = 2,82$ ($\gamma = 0,99$; $P = 0,95$)

Т а б л и ц а 29

Параметр, '	$t_1=0$	$t_2=50$	$t_3=100$	$t_4=200$	$t_5=300$	$t_6=400$	$t_7=500$
$\bar{x}(t_i)_{\text{кз}}$	23,23	22,7	22,23	22	22,46	22,86	22,77
$S(t_i)_{\text{кз}}$	2,95	2,87	2,97	2,94	2,93	2,67	2,84
$lS(t_i)_{\text{кз}}^*$	8,68	8,44	8,73	8,64	8,62	7,86	8,36

* П р и м е ч а н и е: для зубчатых колес в сборе $l = 2,94$ ($\gamma = 0,99$; $P = 0,95$).

Т а б л и ц а 30

Параметр, '	$t_1=0$	$t_2=50$	$t_3=100$	$t_4=200$	$t_5=300$	$t_6=400$	$t_7=500$
$\bar{x}(t_i)_{\text{МК}}$	3,53	4,94	5,46	6,44	7,55	8,44	9,26
$S(t_i)_{\text{МК}}$	1,28	1,44	1,85	2,4	2,95	3,62	4,33
$lS(t_i)_{\text{МК}}^*$	2,59	2,91	3,73	4,84	5,96	7,32	8,76

* П р и м е ч а н и е: для крестовых жестких муфт $t=2,02$ ($\gamma=0,9$; $P=0,9$) с учетом возможности селективной сборки.

ра (рис. 95) показывает, что кривая износа является на участке нормальной работы (50—500 ч) стационарной случайной функцией, так как ее математическое ожидание и дисперсия практически постоянны в сечениях времени 50, 100, 200, 300, 400, 500 ч, а нормированная корреляционная функция $r_x(t, t+\tau) = r_x(\tau)$ (табл. 31) $\Delta\bar{\varphi}_{\text{ср}}=38$, $\delta\varphi_{\text{ср}}=11,3'$, кривая имеет на участке 0—50 ч явно выраженный характер приработки. Учитывая, что кривая износа на участке нормальной работы является стационарной случайной функцией, составляющую угловой погрешности от износа, выраженную формулой

$$\Delta\varphi_{\text{изн.ред}} = (\Delta\varphi_{\text{п.ред}} + h_{\text{к.ред}}) \left(10^{\frac{t-t_{\text{п}}}{A_{\text{к.ред}}}} - 1 \right),$$

Таблица 31

$t, \text{ ч}$	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5
t_1	1	0,418	0,123	0,353	0,423
t_2		1	0,434	0,224	0,167
t_3			1	0,445	0,391
t_4				1	0,628
t_5					1

Таблица 32

$t, \text{ ч}$	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6
t_1	1	0,873	0,798	0,799	0,896	0,744
t_2		1	0,944	0,879	0,888	0,921
t_3			1	0,961	0,919	0,975
t_4				1	0,981	0,974
t_5					1	0,987
t_6						1

можно не учитывать, средние значения $\Delta\bar{\varphi}_{\text{ср}}$ и $\delta\varphi_{\text{ср}}$ хорошо согласуются со значениями $\Delta\bar{\varphi}$ и $\delta\varphi$, вычисленными по теоретической формуле (47).

Рассмотрение эмпирической кривой износа зубчатых колес в сборе (см. рис. 90) показывает, что кривая является на всем участке испытания (0—500 ч) стационарной случайной функцией, так как ее математическое ожидание и дисперсия практически постоянны в сечениях t_i времени 0, 50, 100, 200, 300, 400 и 500 ч, а нормированная корреляционная функция $r_x(t, t+\tau) = r_x(\tau)$ (табл. 32), $\Delta\bar{\varphi}_{\text{ср}} = 22,6'$, $\delta\varphi_{\text{ср}} = 8,5'$. Учитывая, что кривая износа является стационарной случайной функцией, составляющую угловой погрешности от износа, выраженную формулой

$$\Delta\varphi_{\text{изн. кз}} = [(\Delta\varphi_{\text{кз}})^0 + h_{\text{кз}}] \left[10^{\frac{t}{A_{\text{кз}}}} - 1 \right]$$

можно не учитывать; средние значения $\Delta\bar{\varphi}_{\text{ср}}$ и $\delta\varphi_{\text{ср}}$ хорошо согласуются со значениями $\Delta\bar{\varphi}$ и $\delta\varphi$, вычисленными по теоретической формуле.

Рассмотрение эмпирической кривой износа крестовых жестких муфт (см. рис. 91) показывает, что кривая износа является явно выраженной нестационарной случайной функцией; процессы накопления износа на нормальном участке работы хорошо описываются экспоненциальным уравнением износа

$$\Delta\varphi_{\text{изн. МК}} = (\Delta\varphi_{\text{МК}} + h_{\text{МК}}) \left(10^{\frac{t-t_3}{A_{\text{МК}}}} - 1 \right),$$

где $A_{\text{МК}}$ — коэффициент долговечности муфты, определяемый из уравнения (61) для двух крайних сечений 100 и 400 ч:

$$A_{\text{МК}} = \frac{t_6 - t_3}{\lg \frac{S_{t_6}}{S_{t_3}}} = \frac{400 - 100}{\lg 1,955} = 1035 \text{ ч},$$

$h_{\text{МК}}$ — коэффициент смещения, определяемый из уравнения (62)

для двух крайних сечений 100 и 400 ч:

$$h_{\text{МК}} = \frac{\Delta\bar{\varphi}_{t_6} - \Delta\bar{\varphi}_{t_3} \frac{S_{t_6}}{S_{t_3}}}{\frac{S_{t_6}}{S_{t_3}} - 1} = \frac{8,44 - 5,46 \cdot 1,95}{1,95 - 1} = -2,31'.$$

Таким образом, уравнения износа крестовых муфт с конкретными значениями коэффициентов $h_{\text{МК}}$ и $A_{\text{МК}}$ будут иметь вид

$$\Delta\bar{\varphi}_{t_i} = (\Delta\bar{\varphi}_3 - 2,31) 10^{\frac{t_i - 100}{1035}} + 2,31; \quad (68)$$

$$\Delta\varphi_{t_{iB}} = (\Delta\varphi_{3B} - 2,31) 10^{\frac{t_i - 100}{1035}} + 2,31; \quad (69)$$

$$\Delta\varphi_{t_{iH}} = (\Delta\varphi_{3H} - 2,31) 10^{\frac{t_i - 100}{1035}} + 2,31. \quad (70)$$

Значения $\Delta\bar{\varphi}_{t_i}$, $\Delta\varphi_{t_{iB}}$ и $\Delta\varphi_{t_{iH}}$ крестовых жестких муфт, вычисленные по формулам (68), (69) и (70), приведены в табл. 33.

Т а б л и ц а 33

Параметр, '	$t_2=50$	$t_3=100$	$t_4=200$	$t_5=300$	$t_6=400$	$t_7=500$
$\Delta\bar{\varphi}_{t_i}$	5,12	5,46	6,25	7,23	8,44	9,97
$\Delta\varphi_{t_{iB}}$	8,46	9,27	10,93	13,01	15,9	19,21
$\Delta\varphi_{t_{iH}}$	1,65	1,65	2,08	2,12	2,16	2,19

Графическое изображение теоретической кривой износа крестовой жесткой муфты, вычисленной по формуле (68), показано на рис. 91. Сравнение эмпирической и теоретической кривых износа проводят по критерию согласия Колмогорова λ .

Результаты вычислений по критерию согласия λ сведены в табл. 34.

Наибольшая разность между накопленными эмпирическими и теоретическими значениями ординат кривых износа составляет 0,38. Так как цифра 0,38 составляет максимум D модуля разности между этими кривыми, то $D_{\text{max}}=0,38$; $N=6$.

Коэффициент λ находят по формуле $\lambda = D_{\text{max}} \sqrt{N} = 0,38 \sqrt{6} = 0,93$.

По приложению работы [24] для $\lambda=0,93$ ближайшее значение $P(\lambda)=0,3275$, т. е. $[P(\lambda)=0,3275] > [P(\lambda)=0,05]$. Таким образом, эмпирическая и теоретическая кривые износа согласуются хорошо,

Т а б л и ц а 34

Номер	t_i	\bar{x}_{t_i}	$\Delta\bar{\varphi}_{t_i}$	$\bar{x}_{t_{\Sigma i}}$	$\Delta\bar{\varphi}_{t_{\Sigma i}}$	$\bar{x}_{t_{\Sigma i}} - \Delta\bar{\varphi}_{t_{\Sigma i}}$
1	t_2	4,94	5,12	4,94	5,12	-0,18
2	t_3	5,46	5,46	10,4	10,58	-0,18
3	t_4	6,44	6,25	16,84	16,83	0,01
4	t_5	7,55	7,23	24,39	24,06	0,33
5	t_6	8,44	8,44	32,83	32,5	0,33
6	t_7	9,26	9,97	42,09	42,47	-0,38

$\bar{x}_{t_{\Sigma i}}$ и $\Delta\bar{\varphi}_{t_{\Sigma i}}$ — накопленные эмпирические и теоретические значения ординат кривых износа.

а поэтому экспоненциальное уравнение износа крестовой жесткой муфты выбрано правильно.

Общий вид уравнений для определения угловой погрешности универсального редуктора, зубчатых колес в сборе и крестовой муфты с учетом срока их эксплуатации. После проведенных испытаний на долговечность универсального редуктора, зубчатых колес в сборе и крестовой жесткой муфты рекомендуются в общем виде для практических расчетов формулы определения угловой погрешности указанных электромеханических модулей с учетом срока их эксплуатации в течение 500 ч.

Универсальный редуктор

$$\Delta\varphi_{\text{ред}} = \Delta\varphi_{\text{пр ред}} + \Delta\varphi_{\text{оп ред}} + \Delta\varphi_{\text{ж ред}} - \Delta\varphi_{\text{см ред}} + \Delta\varphi_{\text{т ред}}. \quad (71)$$

Зубчатые колеса в корпусе

$$\Delta\varphi_{\text{кз}} = \Delta\varphi_{\text{пр кз}} + \Delta\varphi_{\text{оп кз}} + \Delta\varphi_{\text{ж кз}} + \Delta\varphi_{\text{т кз}} - \Delta\varphi_{\text{см кз}}. \quad (72)$$

Крестовая жесткая муфта

$$\Delta\varphi_{\text{мк}} = \Delta\varphi_{\text{пр мк}} + \Delta\varphi_{\text{ж мк}} + \Delta\varphi_{\text{изн мк}}. \quad (73)$$

КРИТЕРИИ ОПТИМИЗАЦИИ И ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ СТРУКТУРУ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО И ТИПОРАЗМЕРНОГО РЯДА ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ ПРИБОРОВ

Для того чтобы разрабатывать в масштабе народного хозяйства страны приборы по базовому методу конструирования [18], необходимо иметь совокупность стандартов параметров (размеров) основных типов и размеров на приборы и составные части приборов, определяющих их функциональную и размерную взаимозаменяемость. При отработке содержания отмеченных стандартов необходимо придерживаться определенных критериев (критерия), призванных обосновать область возможных решений и выбор наилучшего решения. Рассмотрим ряд критериев оптимизации и проведем выбор целесообразного в интересах решения задачи обеспечения функциональной и размерной взаимозаменяемости приборов на уровне их электромеханических устройств.

1. КРИТЕРИИ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ И ТИПОРАЗМЕРНЫХ РЯДОВ И ОСНОВНЫЕ ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

В соответствии с основными положениями государственной системы стандартизации стандарт параметров (размеров) на приборы и их составные части (электронные и электромеханические устройства) должен содержать численные значения стандартизируемых параметров (размеров).

В настоящее время в отраслях промышленности при разработке приборов различного назначения применяются отраслевые стандарты на типоразмеры электронных устройств и, практически, отсутствуют стандарты на типоразмеры электромеханических устройств, кроме комплектующих изделий (двигатели, сельсины, потенциометры и т. п.). Такое положение затрудняет обеспечение взаимозаменяемости на уровне электромеханических устройств, увеличивает сроки разработки приборов и повышает стоимость их производства.

Разработка и внедрение государственного стандарта должны свести неоправданно большое многообразие типоразмеров электромеханических устройств к ограниченному ряду значений, применяемых при конструировании приборов. Этим самым должен быть достигнут определенный технико-экономический эффект и сокращение номенклатуры типоразмеров электромеханических устройств за счет унификации и, соответственно, повышение серийности их изготовления, повышение надежности и улучшение условий ремонтпригодности, создание условий для внедрения базового метода конструирования приборов различного назначения.

Каждому типоразмеру электромеханического устройства соответствует набор значений параметров (объем, длина, ширина, высота, потребляемая мощность и т. д.), характеризующие данный типоразмер. При разработке стандарта параметров (размеров) необходимо определить такой параметрический (размерный) ряд устройств, который был бы оптимальным, т. е. соответствовал бы некоторому выбранному критерию достижения определенной цели. Одним из критериев оптимизации параметрического ряда является нахождение совокупности продукции с такими значениями параметров, при которых заданные потребности в продукции удовлетворяются с наименьшими суммарными приведенными затратами [29]. Более общим критерием оптимизации является максимизация среднего экономического выигрыша за счет упорядочения производства приборов при разработке и внедрении государственного стандарта [18]. Оба критерия близки друг к другу. Однако первый критерий не позволяет оценить, является ли принятое решение наилучшим и насколько и что другие (лучшие) решения отсутствуют. При реализации базового метода конструирования необходимо обеспечить как размерную, так и функциональную взаимозаменяемость устройств (электронных и электромеханических), входящих в приборы. В интересах единства методического подхода при оптимизации параметрических (функциональных) и размерных (геометрических) рядов электромеханических устройств будем говорить о некотором параметре x , принадлежащем некоторому множеству $X(x \in X)$ [20]. Под параметром x понимаются объем, длина, ширина, высота и мощность, потребляемая устройством, крутящий момент или другая характеристика устройства. Пусть известны вид спроса (объем требуемой продукции приборов), а также то, что каждому виду спроса поставлен в соответствие некоторый набор характеристик (показатель размеров и параметров), описывающих спрос. В этом случае множеству потребляемой продукции с параметром $x \in X$ соответствует вполне определенная функция спроса (потребности) типоразмеров $W(x, a_0, b_0, \dots) = W_i(x_j)$, характеризующая удельный вес (плотность) некоторого параметра $x \in X$ среди всей совокупности стандартизируемых параметров. Говорят на множестве X задана функция $W(x, a_0, b_0, \dots, d_0)$, где a_0, b_0, \dots, d_0 — некоторые параметры, характеризующие качество потребляемой продукции кроме параметра $x \in X$. Функция потребности продукции с параметрами $x \in X$ может быть задана в непрерывном или дискретном виде [15]. Для простоты записи нестандартизируемые параметры a, b_0, \dots можно опустить, тогда

$$W(x) = \frac{N(x)}{N_{\Sigma}}; \quad (74)$$

$$P_{\text{ну}}(X_k) = \frac{N(X_k)}{N_{\Sigma}}, \quad (75)$$

где $N(x)$, $N(x_k)$ — объем продукции приборов (изделий и их составных частей) с параметром $x \in X(x_k \in X)$; N_{Σ} — общий объем продукции приборов (изделий или их составных частей), производимых или планируемых к производству в народном хозяйстве с параметрами $x_k \in X$ на период действия стандарта, $P_{\text{ну}}(x_k)$ — дискретная функция потребности неупорядоченного производства, $k = 0, 1, 2, 3, \dots$

Если стандарт параметров отсутствует (случай полностью неупорядоченного производства), то экономические затраты в том числе и приведенные на разработку, изготовление и эксплуатацию всего количества устройств с параметрами $x \in X$ составят [36]

$$\begin{aligned} Z(N_\Sigma) &= N_\Sigma^\mu \int_{x_0}^{x_{\max}} C(x) W^\mu(x) dx, \quad x \in X; \\ Z_{\text{пр}}(N_\Sigma) &= \frac{Z(N_\Sigma)}{N_\Sigma} = N_\Sigma^{\mu-1} \int_{x_0}^{x_{\max}} C(x) W^\mu(x) \times \\ &\times dx = N_\Sigma^{\mu-1} \int_{x_0}^{x_{\max}} C(x) W(x) dx, \end{aligned} \quad (76)$$

где $C(x) = C(x_0) + \alpha_0(x_0 - x)$ — затраты на разработку, изготовление и эксплуатацию одного типоразмера с параметром x ; $C(x_0)$ — затраты на разработку, изготовление и эксплуатацию одного типоразмера прототипа с параметром x_0 :

$$\alpha_0 = \left. \frac{\partial C(x)}{\partial x} \right|_{x=x_0} \approx \frac{\Delta C}{\Delta x};$$

μ — показатель, определяющий влияние серийности на себестоимость продукции [35]; x_0, x_{\max} — начальное и конечное значения параметров, применяемых в устройствах.

При наличии одного или нескольких отраслевых стандартов (случай частично упорядоченного производства) приведенные экономические затраты соответственно составят

$$Z_{\text{пр}}(N_\Sigma) = N_\Sigma^{\mu-1} \sum_j^L C(x_j) P_{\text{чy}}^\mu(x_j) + Z_{\text{чy}}(\eta), \quad (77)$$

где L — общее число точек параметрического ряда, регламентируемое отраслевыми стандартами; x_j — множество значений параметра, регламентируемых действующими отраслевыми стандартами; $P_{\text{чy}}(x_j)$ — функция спроса частного упорядоченного производства; $Z_{\text{чy}}(\eta)$ — затраты на мероприятия по разработке и внедрению отраслевых стандартов.

Если разработан государственный стандарт на типоразмеры устройств приборов, регламентирующий для всех потребителей и заказчиков единые требования (случай практически полностью упорядоченного производства), то приведенные затраты на разработку, изготовление и эксплуатацию типоразмеров, устанавливаемых государственным стандартом, составят

$$Z_{\text{ст.пр}}(N_\Sigma) = N_\Sigma^{\mu-1} \sum_j^k C(x_j) P_y^\mu(x_j) + Z_y(\eta), \quad (78)$$

где k — число точек параметрического ряда, регламентируемое государственным стандартом ($k \leq L$); $Z_y(\eta)$ — затраты на мероприятия по разработке государственного стандарта;

$$P_y(y_{j-1}, y_j, x_j) = \begin{cases} \int_{y_{j-1}}^{y_j} W(x) dx, & y_{j-1} \leq x_j \leq y_j, \\ y_{j-1} & j = 1, 2, 3 \dots, \\ \int_{x_0}^{y_0} W(x) dx, & j = 0; \end{cases} \quad (79)$$

y_j, y_{j-1} — некоторые граничные точки параметрического ряда. Здесь и в дальнейшем для упрощения рассуждений принимаем $\mu = 1$.

Однако, если для государства внедрение стандарта, упорядочивающего производство, дает всегда выигрыш, то для индивидуального потребителя (заказчика) использование параметров, рекомендованных стандартом, может привести и к проигрышу — потерям индивидуального потребителя (заказчика) [36]. Потери индивидуального потребителя в этом случае вызваны отличием рекомендуемых государственным стандартом точек ряда от требуемых (желаемых) индивидуальному потребителю (заказчику). Такого вида потери в литературе называют потерями на адаптацию (приспосабливаемость под стандарт). Они могут быть описаны некоторой функцией потерь на адаптацию

$$r(x) = \sum_{j=1}^n \varphi(x - x_j), \quad (80)$$

где $\varphi(x - x_j)$ — функция, описывающая экономические потери индивидуального потребителя в окрестности параметра $x_j \in X$, регламентируемого стандартом.

Функция потерь на адаптацию может быть двусторонней и односторонней. Двусторонняя функция потерь на адаптацию $r(x)$ равна нулю в точках, соответствующих положению точек параметрического ряда $x = x_j$, и отлична от нуля при других значениях $x \neq x_j$. Односторонняя функция потерь равна нулю при всех значениях $x \leq x_j$ или $x \geq x_j$ [18].

Средние приведенные экономические потери для индивидуального потребителя за счет внедрения стандарта можно записать в виде

$$P_\Sigma = \frac{\Pi(N_\Sigma)}{N_\Sigma} \int_{x_0}^{x_{\max}} r(x) W(x) dx = \sum_{j=1}^n \int_{y_{j-1}}^{y_j} \varphi(x - x_j) W(x) dx. \quad (81)$$

Знание приведенных экономических затрат до упорядочения производства различных устройств приборов (76), (77) после упорядочения производства (78) и функции потерь (81) позволяет принимать решения о содержании стандарта параметров по любому из упоминавшихся критериев. Рассмотрим особенности постановки задачи на оптимизацию по каждому из них.

Критерий минимума затрат при разработке, изготовления и эксплуатации. В этом случае задача выбора оптимального параметрического ряда типоразмеров состоит в отыскании таких значений параметров $x \in X$, для которых целевая функция (функция суммарных затрат на удовлетворение заданного спроса типоразмеров) (78) принимает наименьшее значение

$$Z_{\text{ст}}[N_{\Sigma}(x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*)] \rightarrow \min, \quad x \in X \quad (82)$$

при обязательном выполнении следующих ограничений: спрос на типоразмеры каждого вида должен быть удовлетворен полностью; известен объем производства изделий каждого типоразмера, начальное и конечное значения типоразмеров x_0 и x_k .

Решение задачи (82) в общем случае связано со значительными трудностями вычислительного характера. Алгоритмы решения этой задачи для случая, когда функция затрат (ее составляющие) считается возрастающей и вогнутой относительно объема производства, даны в работе [29].

Недостатком методики [29] является, во-первых, не столько трудности вычислительного характера, сколько то, что данная методика не дает ответа на вопрос, является ли полученное решение глобальным минимумом или только локальным. во-вторых, решение не учитывает потери, которые может нести индивидуальный потребитель за счет унификации параметров и сокращения типоразмеров.

Критерий минимума затрат с учетом потерь потребителя на адаптацию. В данном случае задача выбора оптимального параметрического ряда состоит в отыскании таких значений параметров $x \in X$, для которых целевая функция, образуемая затратами (78) на удовлетворение спроса стандартными изделиями, с учетом возможных потерь (81) на адаптацию индивидуального потребителя под требования стандарта минимальна:

$$Z_{\text{ст}}[N_{\Sigma}(x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*)] + P[N_{\Sigma}(x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*)] \rightarrow \min, \quad x \in X \quad (83)$$

при тех же ограничениях, которые были приведены выше. Данный критерий более общий, чем предыдущий. Вычислительные трудности те же. При некоторых ограничениях, наложенных на функции спроса, потерь и затрат, можно получить решение в явной форме [20]. Недостатком целевой функции (83), как и предыдущей, является то, что она не позволяет дать оценку эффективности внедрения стандарта, разработанного по этому критерию, а соответственно не позволяет оценить, насколько можно проиграть относительно оптимального решения, если в силу ряда конструктивных, технологических и других ограничений будет принят параметрический ряд, отличающийся от оптимального числом членов и положением их на числовой оси (например, за счет согласования и увязки с рядом предпочтительных чисел или международными стандартами).

Критерий максимума среднего экономического выигрыша. Средний экономический выигрыш от внедрения стандарта определяется разностью между функцией, описывающей затраты на разработку, изготовление и эксплуатацию необходимого числа типоразмеров в случае неупорядоченного (76) или частично упорядоченного производства (77), и функциями, описывающими затраты на производство того же числа типоразмеров N_{Σ} при наличии стандарта (78) с учетом функции потерь на адаптацию (81):

$$\Delta(x_j, y_j, y_{j-1}) = Z(N_\Sigma) - Z_{\text{ст}}[(x_j, y_j, y_{j-1}) N_\Sigma] - \\ - N_\Sigma \sum_{y_j=1}^n \int_{y_{j-1}}^{y_j} \varphi(x - x_j) W(x) dx \rightarrow \max, \quad x \in X. \quad (84)$$

В относительном виде это выражение записывается так:

$$\Delta_{\text{отн}} = \frac{\Delta(x_j, y_j, y_{j-1})}{Z(N_\Sigma)} = 1 - \frac{Z_{\text{ст}}(N_\Sigma)}{Z(N_\Sigma)} - \\ - \frac{\Pi(N_\Sigma)}{Z(N_\Sigma)} \rightarrow \max, \quad x \in X. \quad (85)$$

Функция (84) зависит от суммы $k+1$ и переменных x_0, x_1, \dots, x_k . Максимум среднего экономического выигрыша (84) благодаря введению стандартных параметров можно получить, если значения параметрического ряда будут соответствовать тем значениям x_i^* ($i = 0, 1, 2, \dots, k$), которые обращают функцию (84) в максимум при начальном x_0 и конечном x_k членах параметрического ряда, определяемых конструктивными, технологическими и эксплуатационными ограничениями. Размерная взаимозаменяемость ограничивается еще и тем, что члены ряда, определяющие ширину или объем устройств V_n , должны образовать определенную закономерность: каждый последующий член ряда должен быть суммой двух (или более) предыдущих членов ряда, т. е. $V_{n+1} = V_n + V_{n-1}$. Составим систему уравнений, каждое из которых определяет максимум функции (84) по одной из переменных x , и решим эту систему при известных начальных значениях $x_0 = A_0$ и $x_k = B_0$:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dx_1} \Delta(A_0, x_1, x_2, \dots, B_0) &= 0; \\ \frac{d}{dx_2} \Delta(A_0, x_1, x_2, \dots, B_0) &= 0; \\ \frac{d}{dx_{k-1}} \Delta(A_0, x_1, x_2, \dots, B_0) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (86)$$

Для краткости запишем систему (86) в виде

$$\frac{d}{dx_j} \Delta(A_0, x_1, x_2, \dots, B_0) = 0. \quad (87)$$

$$(j = 0, 1, 2, \dots, k-1)$$

Нетрудно видеть, что по форме решения, так как $Z(N_\Sigma) = \text{const}$ данный критерий совпадает с (83), т. е. числа ряда, полученные по каждому из этих критериев, будут одни и те же. Однако критерий (84), (85) позволяет оценить эффективность внедрения стандарта, а также степень проигрыша, если параметрический ряд отличается от оптимального. Далее везде будем иметь в виду этот критерий оптимизации.

Численные значения параметров $x_j^* \in X$, которые получены при решении системы уравнений (86), являются оптимальными. При этих значениях средний выигрыш от внедрения государственного стандарта при реализации базового метода конструирования приборов максимален [18], что отвечает основной цели стандартизации приборов и их составных частей. Чтобы избежать попадания в минимум, когда производная также равна нулю, рекомендуется взять вторую производную и подставить полученные значения ряда x_j^* . Точки, в которых вторая производная отрицательна, соответствуют максимуму функции. После подстановки в (86) выражений (76)... (84), дифференцирования и интегрирования по частям получим систему уравнений:

$$\begin{aligned} & y'_{j-1} W(y_{j-1}) [C(x_{j-1}) - C(x_j)] + y'_j W(y_j) [C(x_j) - C(x_{j+1})] + \\ & + y'_{j-1} W(y_{j-1}) [\Phi(y_{j-1} - x_{j-1}) - \Phi(y_{j-1} - x_j)] + \\ & + y'_j W(y_j) [\Phi(y_j - x_j) - \Phi(y_j - x_{j+1})] + \\ & + C'(x_j) \int_{y_{j-1}}^{y_j} W(x) dx + \int_{y_{j-1}}^{y_j} \Phi'(x - x_j) W(x) dx = 0, \quad (88) \\ & j = 1, 2, 3, \dots \end{aligned}$$

Общее решение системы уравнений (88), каждое из которых относится к трансцендентным, в аналитической форме отсутствует. В случае, когда функция потребности задана в виде равномерного распределения при линейных функциях стоимости и потерь, задача решается в явной форме обычными методами. Таким образом, для обоснования содержания стандарта, параметров (типоразмеров) электромеханических устройств приборов по критерию максимального среднего экономического выигрыша должны быть известны следующие исходные данные на период действия стандарта:

функция спроса (потребности) типоразмеров $W(x, A_0, B_0, \dots)$ с параметром стандартизации x в дискретном или непрерывном виде;

функция затрат (стоимости) на типоразмеры с определенными характеристиками $C(x, A_0, B, \dots)$;

функция потерь $\Phi(x - x_j)$, описывающая потери на адаптацию в денежном выражении, которые несет потребитель, если значение параметра, регламентируемого стандартом, отличается от того, которое было до внедрения стандарта.

2. МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ (ТИПОРАЗМЕРНЫХ) РЯДОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ ПРИБОРОВ

Оптимизация параметрических (типоразмерных) рядов с помощью ЭВМ. Как уже отмечалось, система трансцендентных уравнений (88), определяющая значение параметров (типоразмеров), оптимальных по критерию минимума выигрыша, имеет аналитическое решение лишь в некоторых частных случаях. Общие методы аналитического решения системы (88) не известны. Будем искать решение

Δ_{\max} . В соответствии с алгоритмом расчета при последовательном исключении известных x^k счет прекращается, когда значение корня x^k больше значения B_0 . В этом случае система уравнений (89) имеет порядок $m-1$.

Рассмотрим алгоритм решения на ЭВМ подробнее. Функцию спроса $W(x)$ при решении на ЭВМ системы уравнений представим в виде полинома n -й степени:

$$W(x) = \sum_{j=0}^n a_j x^j, \quad (91)$$

где a_j — коэффициенты аппроксимации.

Степень n полинома определяется величиной относительной погрешности при заданной точности решения ϵ . Запишем в виде полиномов систему алгебраических уравнений $(n+k)$ -й степени относительно неизвестного x_{i+1} при представлении $\varphi(x-x_i)$ и $C(x)$. Для этого подставим (91) в (84) и, приведя подобные члены при соответствующих степенях в каждом из уравнений (x_0, x_n — заданы; x_i, x_{i-1} — последовательно определены), получим

$$\frac{1}{2} \sum_{j=0}^n a_j \left(\frac{x_i + x_{i+1}}{2} \right)^j \sum_{l=0}^k a_l x_{i+1}^l + b_0^{(i+1)} + b_1^{(i+1)} x_{i+1} + \\ + b_2^{(i+1)} x_{i+1}^2 + \dots + b_{n+k}^{(i+1)} x_{i+1}^{n+k} = 0, \quad i = 1, 2, 3, \dots,$$

$$\text{где} \quad b_k^{(i+1)} = \frac{1}{2} [C(x) - B] \sum_{j=k}^n \frac{a_j C_j^k}{2} x_i^{(j-k)} + \\ + \{C'_{x_j}(x_i) - \int \varphi_{x_i}(x - x_i) dx / x_i\} \times \\ \times \sum_{j=k-1}^n \frac{a_j C_j^k}{(j+1) 2^{j+1}} x_i^{j-(k-1)} - \frac{A}{2} \sum_{j=k-m}^n \frac{a_j C_j^k}{2j} x_i^{j-(k-1)}, \quad (92)$$

где C_j^k — коэффициенты, определяемые по треугольнику Паскаля. В выражении (92) учтено, что функция стоимости представляется полиномом $C(x) = Ax^m + B$. Таким образом, исходную систему уравнений можно представить в алгебраической форме относительно искомого корня и решить на ЭВМ методом последовательного исключения неизвестных. Используя этот метод на каждом шаге, решаем каждое из уравнений системы методом Мюллера [13]. Выбор этого метода объясняется следующими причинами: из имеющихся численных методов решения алгебраических уравнений высоких степеней метод Мюллера является наиболее экономичным в отношении объема машинного времени; в отличие от других методов здесь не требуется вычисление производных n -го порядка, алгоритм — стандартный, имеется программа решения алгебраических уравнений n -й степени [18].

Рассмотрим «эталонный» (точный) метод решения системы (88) сложен и громоздок: необходимо выполнить большой объем подготовительных операций по определению коэффициентов аппроксимирующих полиномов при переходе от трансцендентной системы уравнений

к алгебраической форме, кроме того, для определения корней системы требуются большие затраты машинного времени.

Так, например, при отыскании значения корня от единиц до сотен машинное время отыскания значения каждого корня возрастает от 2 до 20 мин., т. е. на порядок, а при определении корней в пределах сотен — тысяч единиц — на два порядка.

Несмотря на то, что современные вычислительные методы позволяют быстро и с большой точностью решить систему трансцендентных уравнений (88), тем не менее возможность записать общее решение такой системы в замкнутом виде имеет во многих случаях значительные преимущества и самостоятельное значение. В связи с этим возникает задача упростить исходную систему трансцендентных уравнений для получения более простых зависимостей, а соответственно и уменьшения затрат времени на решение задач на ЭВМ. Ниже рассмотрим один из возможных методов решения системы уравнений (88) с учетом информации об исходных данных функции потерь. Метод основан на том, что по виду исходной информации определяется класс параметрических рядов, в котором следует искать оптимальное решение системы (88). В этом случае неизвестной является лишь одна переменная, например, знаменатель арифметической или геометрической прогрессий.

Упрощенный метод решения задачи оптимизации. «Эталонный» метод решения системы (88), как уже отмечалось, требует достаточно большой подготовительной работы. Покажем один из путей сокращения времени вычислений. Он состоит в том, что класс параметрического ряда, члены которого минимизируют затраты или максимизируют выигрыш, определяется по виду функции спроса, функций потерь на адаптацию и стоимость. Затем, используя стандартные программы, определяют с помощью ЭВМ численные значения ряда. Пусть исходная система уравнений (88) записана для случая, когда функция потерь симметрична, т. е. при

$$\begin{aligned}\Phi(y_{i-1} - x_{i-1}) &= \Phi(y_{i-1} - x_i); \\ \Phi(y_i - x_i) &= \Phi(y_i - x_{i+1}); \\ y_i &= \frac{x_i + x_{i+1}}{2}; \quad y_{i-1} = \frac{x_{i-1} + x_i}{2}; \\ y_i - x_i &= \frac{x_{i+1} - x_i}{2}; \quad y_{i-1} - x_i = \frac{x_{i-1} - x_i}{2}; \\ \frac{dy_i}{dx_i} &= \frac{1}{2}; \quad \frac{dy_{i-1}}{dx_i} = \frac{1}{2}; \quad y_i - y_{i-1} = \frac{x_{i+1} - x_{i-1}}{2};\end{aligned}$$

Система уравнений (88) будет иметь вид

$$\begin{aligned}\int_{y_{i-1}}^{y_i} \Phi'(x - x_i) W(x) dx &= \frac{1}{2} W(y_{i-1}) [C(x_i) - \\ &- C(x_{i-1})] + \frac{1}{2} W(y_i) [C(x_{i+1}) - C(x_i)] - \\ &- C'(X_i) [F(y_i) - F(y_{i-1})],\end{aligned}\tag{93}$$

где

$$F(y_i) - F(y_{i-1}) = \int_{y_{i-1}}^{y_i} W(x) dx \simeq \\ \simeq W(x_i)(y_i - y_{i-1}) = W(x_i) \left(\frac{x_{i+1} - x_{i-1}}{2} \right).$$

При представлении функции стоимости кусочно-ломаной (линейной) зависимостью, интегрирования по частям и замены интегралов получаем окончательную систему уравнений

$$\Phi \left(\frac{x_{i+1} - x_i}{2} \right) W(x_i) - \Phi \left(\frac{x_{i-1} - x_i}{2} \right) W(x_{i-1}) = \\ = C'(x_i) W'(x_i) \left[\left(\frac{x_{i+1} - x_i}{2} \right)^2 - \left(\frac{x_i - x_{i-1}}{2} \right)^2 \right] \\ \text{при } i = 1, 2, 3, \dots \quad (94)$$

Анализ системы уравнений (94) позволяет сделать следующий вывод. При функции спроса равномерного типа

$$W(x) = \frac{1}{A_0 - B_0}, \quad A_0 < x < B_0$$

и при любой функции стоимости и симметричной функции потерь оптимальным параметрическим рядом, удовлетворяющим максимальному выигрышу и условию обеспечения размерной взаимозаменяемости, является арифметическая прогрессия

$$x_{i+1} = x_0 + (i+1)d,$$

где d — разность арифметической прогрессии.

Действительно, при этих условиях соотношение (94) принимает вид

$$\Phi \left(\frac{d_i}{2} \right) = \Phi \left(\frac{d_{i+1}}{2} \right), \quad i = 1, 2, 3, \dots, \quad (95)$$

где

$$d_i = x_i - x_{i-1}.$$

Условие (94) будет выполняться, если члены ряда $x_1, x_2, x_3, \dots, B_0$ являются членами арифметической прогрессии, так как условие (94) есть условие периодичности функции.

Рассмотрим еще ряд примеров сокращения объема вычислений на ЭВМ при известной функции спроса.

Если функция потерь на адаптацию имеет вид

$$\Phi(x - x_i) = a \left| \frac{x_{i+1} - x_i}{2} \right|^n = a \left| \frac{d_{i+1}}{2} \right|^n,$$

то выражение (94) можно представить так:

$$W(x_i) a \left(\frac{d_{i+1}}{2} \right)^n - C'(x_i) W'(x_i) \left(\frac{d_{i+1}}{2} \right)^2 = \\ = W(x_{i-1}) a \left(\frac{d_i}{2} \right)^n - C'(x_i) W'(x_i) \left(\frac{d_i}{2} \right)^2, \\ i = 1, 2, 3 \dots \quad (96)$$

Как уже отмечалось, функция стоимости имеет линейный характер, а следовательно, при $C'(x_i) \simeq b$ (96) можно записать в виде

$$\begin{aligned} W(x_i) \left(\frac{d_{i+1}}{2} \right)^n & a \left[1 - \frac{b}{a} \frac{W'(x_i)}{W(x_i)} \left(\frac{d_{i+1}}{2} \right)^{2-n} \right] = \\ & = W(x_{i-1}) \left(\frac{d_i}{2} \right)^n a \left[1 - \frac{b}{a} \frac{W'(x_i)}{W(x_{i-1})} \left(\frac{d_i}{2} \right)^{2-n} \right], \\ & i = 1, 2, 3 \dots \end{aligned}$$

Пусть

$$\frac{b}{a} \frac{W'(x_i)}{W(x_{i-1})} \left(\frac{d_i}{2} \right)^{2-n} \ll 1.$$

Тогда, пренебрегая вторым слагаемым в силу его малости, записываем

$$\frac{W(x_i)}{W(x_{i-1})} = \left(\frac{d_i}{d_{i+1}} \right)^n = \eta_0. \quad (97)$$

Из формулы (97) следует, что если отношение значений линейной функции спроса в любых двух точках — величина постоянная, а функция стоимости — линейная, то при четной функции потерь разность двух членов оптимального параметрического ряда подчиняется свойствам геометрической прогрессии

$$x_{i+1} - x_i = q(x_i - x_{i-1}), \quad (98)$$

где $q = \frac{1}{\sqrt[n]{\eta_0}}$ — знаменатель геометрической прогрессии.

К таким функциям можно отнести, в частности, линейную функцию спроса $W(x) = ax$, $A_0 \leq x \leq B_0$, когда отношение

$$\frac{W(x_i)}{W(x_{i-1})} = \frac{x_i}{x_{i-1}} = \left(\frac{d_i}{d_{i+1}} \right)^n = \eta_0,$$

где η_0 определяется разностью двух соседних членов оптимального параметрического ряда для функций спроса линейного типа и функционально связан со знаменателем геометрической прогрессии (98), определяющей положение членов параметрического ряда. Рассмотрим, кроме функции спроса линейного типа $W(x) = ax$, функцию спроса, которая может быть аппроксимирована полиномом второй степени [18]

$$W(x) = a - bx + cx^2 = D_0 + c \left(x - \frac{b}{2c} \right)^2, \quad A_0 \leq x \leq B_0,$$

где

$$\begin{aligned} A_0 &= \frac{b}{2} - \sqrt{\frac{b^2}{4} - ac}; \quad B_0 = \frac{b}{2} + \\ &+ \sqrt{\frac{b^2}{4} - ac}; \quad D_0 = a - \frac{b^2}{4c}. \end{aligned}$$

В области значений x , удовлетворяющих условию

$$0 \leq \left| x - \frac{b}{2c} \right| \leq 0,3 \sqrt{\frac{D_0}{c}}, \text{ когда} \\ D_0 \gg c \left(x - \frac{b}{2c} \right)^2,$$

функция спроса может быть аппроксимирована «равномерным знаком», который соответствует условию $\left(\frac{d_i}{d_{i+1}} \right)^n \simeq 1$, $C_1 < x < C_2$.

Это означает, что члены параметрического ряда в этой области значений подчиняются свойствам арифметической прогрессии со знаменателем $d_{i+1} = d_i = d_{i-1} = \dots = d_0$. В области значений $x < C_1$ и $x > C_2$, где первая производная изменяется незначительно, что соответствует аппроксимации функции спроса в этой области значений переменной линейной зависимостью или кусочно-линейной зависимостью

$$\frac{W(x_i)}{W(x_{i-1})} = \left(\frac{d_{i+1}}{d_i} \right)^n \simeq \eta_0,$$

$$\text{где } \eta_0 = W'(x - C_3) (C_1 - C_3) = 2c \left(C_3 - \frac{b}{2c} \right) (C_1 - C_3).$$

Соответственно знаменатель геометрической прогрессии на аппроксимируемом участке

$$q = \frac{1}{\sqrt[n]{\eta_0}} = \frac{1}{\sqrt[n]{2c \left(C_3 - \frac{b}{2c} \right) (C_1 - C_3)}}.$$

Для практических задач вполне достаточна аппроксимация функции спроса, описываемой полиномом степени, в виде трапеции, определяющей две области решения: в области максимума — члены ряда подчиняются свойствам арифметической прогрессии, а за ее пределами — подчиняются свойствам геометрической прогрессии. Такой функцией, аппроксимируемой в виде «трапецидальной функции», является функция спроса гауссовского типа

$$W(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}},$$

которая при параметре $\frac{1}{2\sigma^2} \ll 1$ в области максимума $\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}$ аппроксимируется полиномом второго порядка.

Следует особо отметить, что условию, когда сумма двух предыдущих членов параметрического ряда равна последующему члену этого ряда, обладающему свойством геометрической прогрессии, отвечает последовательно чисел Фибоначчи [5], что весьма важно при обеспечении условий размерной взаимозаменяемости электромеханических устройств как одного из важных факторов конструирования приборов по базовому методу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Арендт В. Р., Сэвент К. Д. Практика следящих систем. М. — Л.: Госэнергоиздат, 1962. 556 с.
2. Аристов О. В., Шебанов В. И. Основы стандартизации и контроль качества в радиоэлектронике. М.: Изд-во стандартов, 1974. 212 с.
3. Битунов В. В., Жолков А. С., Пилипчук В. А. Оптимизация уровня унификации новой техники в машиностроении. М.: Машиностроение, 1981. 88 с.
4. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М.: Наука, 1969. 576 с.
5. Воробьев Н. Н. Числа Фибоначчи. М.: Наука, 1969. 111 с.
6. Демидович Б. П., Марон И. А. Основы вычислительной математики. М.: Наука, 1966. 664 с.
7. Доллежал В. А. Прочность зубчатых передач. М.: Машгиз, 1958. 130 с.
8. Дунаев П. Ф. Размерные цепи. М.: Машиностроение, 1957. 288 с.
9. Износ деталей машин как случайная величина / И. Б. Тартаковский. — Вестник машиностроения, 1966, № 2, с. 3—8.
10. Калашников Н. А. Точность в машиностроении и ее законы. М.: Машгиз, 1950. 145 с.
11. Кац Г. Б., Ковалев А. П. Техничко-экономический анализ и оптимизация конструкций машин. М.: Машиностроение, 1981. 214 с.
12. Кубарев А. И. Унификация в машиностроении. М.: Изд-во стандартов, 1969. 160 с.
13. Кожухин Г. И. Стандартная программа нахождения корней полинома n -й степени методом Мюллера. СО АН СССР: Новосибирск, 1964. 18 с.
14. Конструирование, технология производства и применение системы электромеханических модулей в приборостроении / Е. М. Парфенов. — В кн.: Технологические процессы в приборостроении. М.: Московский дом научно-технической пропаганды им. Ф. Э. Дзержинского, 1968, с. 216—229.
15. Об одном подходе к определению оптимальных рядов типоразмеров базовых несущих конструкций радиоэлектронной аппаратуры / Е. М. Парфенов, Е. В. Саушкин. — В кн.: Техника средств связи. Сер. Общетехническая (стандартизация, качество, метрология), 1979, вып. 3 (10), с. 15—32.
16. Опыт статистического исследования процесса изнашивания деталей машин / И. Б. Тартаковский. — Вестник машиностроения, 1964, № 6, с. 65—70.
17. Парфенов Е. М., Чанцев В. В. Электромеханические устройства РЭА. М.: Сов. радио, 1972. 118 с.

18. **Парфенов Е. М., Афанасенко В. Ф.** Базовый принцип конструирования РЭА. М.: Радио и связь, 1981. 120 с.

19. **Повышение** износостойкости электромеханических модулей / Е. М. Парфенов, Н. Г. Орлова. — Обмен опытом в радиопромышленности, 1972, № 6, с. 27—28.

20. **Построение** рядов типоразмеров с помощью математических решений / Н. И. Пасько. — Стандартизация, 1965, № 3, с. 13—15.

21. **Пестряков В. Б.** Конструирование радиоэлектронной аппаратуры. М.: Сов. радио, 1969. 208 с.

22. **Петрунин С. П.** Конструирование редукторов следящего привода радиоаппаратуры. М.: Сов. радио, 1971. 143 с.

23. **Подшипники** качения: Справочное пособие. / Под ред. И. А. Спицына и Г. А. Спришевского. М.: Машгиз, 1961. 628 с.

24. **РТМ 44—62.** Методы статистической обработки эмпирических данных. М.: Стандартгиз, 1966. 100 с.

25. **Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В.** Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений. М.: Наука, 1969. 501 с.

26. **Справочник** конструктора оптомеханических приборов. / Под ред. М. Я. Кругера и В. А. Попова. Л.: Машиностроение, 1967. 760 с.

27. **Система** электромеханических модулей / Е. М. Парфенов. — Обмен опытом в радиопромышленности, 1968, № 12, с. 96—101.

28. **Статистический** метод исследования мертвого хода универсального редуктора и других электромеханических модулей / Е. М. Парфенов, С. П. Павлик. — В кн.: Проектирование и технология изготовления деталей и механизмов в точном приборостроении. Материалы семинара. М.: Московский дом научно-технической пропаганды им. Ф. Э. Дзержинского, 1970, с. 13—21.

29. **Типовая** методика оптимизации многомерных параметрических рядов. М.: Изд-во стандартов, 1975. 43 с.

30. **Типовая** методика оптимизации одномерного параметрического (типоразмерного) ряда. М.: Изд-во стандартов, 1976. 64 с.

31. **Ференци Е.** Конструирование приборов точной механики. М.: Машиностроение, 1964. 279 с.

32. **Фридлендер И. Г.** Расчет точности машин при проектировании. Киев — Донецк: Вища школа, 1980. 182 с.

33. **Харинский А. Л.** Основы конструирования элементов радиоаппаратуры. Л.: Энергия, 1971. 464 с.

34. **Хемминг Р. В.** Численные методы. М.: Наука, 1972. 400 с.

35. **Чуев Ю. В., Спехова Г. М.** Технические задачи исследования операций. М.: Сов. радио, 1974. 242 с.

36. **Экономика** стандартизации. М.: Изд-во стандартов, 1970. 55 с.

37. **Якушев А. И.** Основы взаимозаменяемости и технические измерения. М.: Машиностроение, 1968. 400 с.

38. **Хольм Р.** Электрические контакты. Изд-во иностранной литературы, 1961.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Методы конструирования электромеханических устройств приборов	5
1. Методы конструирования приборов	5
2. Назначение, область применения и методы конструирования электромеханических устройств приборов	11
3. Размерная и функциональная взаимозаменяемость — основа базового метода конструирования	21
Глава 2. Система электромеханических модулей	23
1. Основные принципы построения системы электромеханических модулей	23
2. Классификация, конструкции и основные параметры электромеханических модулей	27
3. Конструирование электромеханических устройств приборов с применением системы электромеханических модулей	45
Глава 3. Конструктивное обеспечение точностных параметров электромеханических устройств приборов	49
1. Основные параметры электромеханических устройств и электромеханических модулей	49
2. Расчет параметров точности электромеханических модулей	52
3. Расчет механических и электрических параметров электрических контактов электромеханических модулей	76
4. Расчет точности сложного электромеханического устройства	78
Глава 4. Технология производства и испытания электромеханических модулей	88
1. Особенности технологии производства электромеханических модулей	88
2. Средства и методы контроля основных параметров электромеханических модулей	92
3. Статистические испытания электромеханических модулей на долговечность	99
Приложение	130
Список литературы	148



«МАШИНОСТРОЕНИЕ»