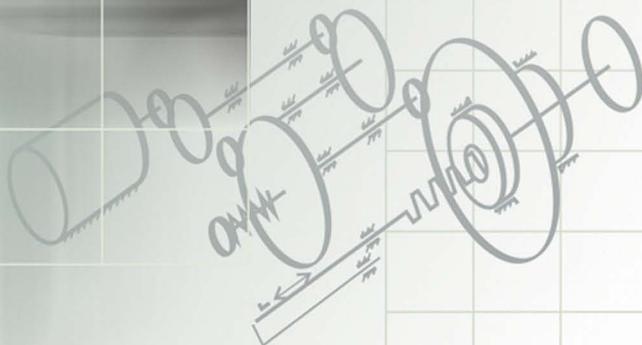




# ЭЛЕМЕНТЫ ПРИВОДА ПРИБОРОВ

**РАСЧЕТ  
КОНСТРУИРОВАНИЕ  
ТЕХНОЛОГИИ**



НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК БЕЛАРУСИ  
Институт механики металлополимерных систем им. В. А. Белого  
Объединенный институт машиностроения  
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет  
информационных технологий, механики и оптики  
Ижевский государственный технический университет

# ЭЛЕМЕНТЫ ПРИВОДА ПРИБОРОВ

---

**РАСЧЕТ  
КОНСТРУИРОВАНИЕ  
ТЕХНОЛОГИИ**

*Под редакцией члена-корреспондента НАН Беларуси  
Ю. М. Плескачевского*



Минск  
«Беларуская навука»  
2012

УДК 621.83

**Элементы привода приборов:** расчет, конструирование, технологии / под ред. Ю. М. Плескачевского. – Минск: Беларус. навука. – 2012. – 769 с. – ISBN 978-985-08-1429-6.

Рассмотрен широкий спектр вопросов проектирования объектов механического привода приборов. Описаны как традиционные методы расчета, конструирования и оптимизации элементов привода – зубчатых и фрикционных передач разных типов, подшипниковых опор, муфт, валов и осей, так и новые, современные концепции и подходы, обеспечивающие создание оригинальных конструкций узлов и деталей приборов и существенное улучшение служебных свойств механического привода. В частности, приведены методики проектирования зубчатых передач в системе обобщающих параметров и сведения о геометрии зубчатых зацеплений с асимметричным профилем зуба; обсуждаются вопросы автоматизации проектирования и моделирования передач, процессов их производства и функционирования; представлены новые решения в компоновке зубчатых и фрикционных эксцентриковых передач; изложены основы конструирования и технологии элементов привода микроэлектромеханических систем; приведены современные численные методы расчета на прочность и деформативность.

Издание адресовано специалистам в области приборо- и машиностроения и рекомендуется в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по направлениям и специальностям «Приборостроение», «Мехатроника и робототехника», «Микро- и наносистемная техника», «Технология приборостроения», «Конструкторско-технологическое обеспечение автоматизированных машиностроительных производств», «Динамика и прочность машин».

Табл. 252. Ил. 359. Библиогр.: 674 назв.

**А в т о р ы:**

В. Е. Старжинский, Е. В. Шалобаев, С. В. Шилько, В. Е. Антонюк, В. Л. Басинюк,  
В. М. Благодарный, В. И. Гольдфарб, А. Л. Капелевич, Е. И. Мардосевич, Б. П. Тимофеев,  
А. А. Ткачев

**Р е ц е н з е н т ы:**

доктор технических наук, профессор А. Т. Скойбеда,  
доктор технических наук, профессор П. Г. Сидоров

**ISBN 978-985-08-1429-6**

© ИММС НАН Беларуси, 2012  
© Оформление. РУП «Издательский дом  
«Беларуская навука», 2011

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящей книге предшествовало вышедшее в свет в 1998 г. научное и справочное издание «Пластмассовые зубчатые колеса в механизмах приборов. Расчет и конструирование» [1]. Оно оказалось востребованным, о чем свидетельствуют многочисленные ссылки в научной литературе и диссертациях [2–20], что подтверждает научный статус издания. В связи с этим авторы считают уместным цитирование литературных источников [21–60], посвященных механическому приводу приборов, как упомянутых в названной выше книге, так и появившихся в последующий период.

С другой стороны, издана новая справочная и учебная литература по деталям машин, основам их конструирования [61–77] и др., в том числе у наших ближайших соседей в Украине [78, 79], Польше [80], Сербии [81, 82] и Болгарии [83, 84], а также материалы международных конференций по зубчатым передачам, механике, ТММ [85–109]. Среди работ в области технологии производства элементов привода назовем учебное пособие «Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач» [110, 111], которое можно считать и научным изданием, о чем говорят ссылки в журнальных публикациях и диссертационных работах [112–115].

В указанных книжных изданиях просматриваются следующие тенденции в механике и технологии машин, включая приводы, используемые в приборостроении:

- комплексный подход к проектированию привода как мехатронного модуля; широкое использование нормативных документов (национальных и международных стандартов);

- синтез и анализ новых видов зацеплений;

- автоматизация проектирования и оптимизация механизмов по различным критериям;

- трехмерное (3D) моделирование схем зубчатых передач, процессов формообразования и реальных условий работы передач;

- прогнозирование состояния передачи (оценка прочности, износостойкости, виброактивности и шума).

Тематика исследований в области механического привода, проанализированная по материалам международных конференций 1997–2007 гг. проф. В. И. Гольдфарбом [116], структурируется следующим образом, %:

динамика и прочность – 23,0;  
технология, оборудование, производство – 16,9;  
геометрия, теория проектирования – 14,8;  
новые конструкции – 10,4;  
исследования, эксперимент – 8,1;  
компьютерное проектирование, моделирование – 7,9;  
вибрации, шум – 7,6;  
применение – 4,5;  
материалы, смазка, трибология – 4,4;  
точность – 2,4.

Расширение научных контактов, отражающее процессы глобализации в области науки, привело к созданию многоязычного транслятора, который стал приложением к указанным учебным пособиям [110, 111] и в немалой степени способствовал повышению их востребованности. Работа над таким словарем-справочником была начата публикациями [117, 118], результатом которых явилось первое издание подобного словаря [119], за которым последовали еще четыре издания [120–123]. Актуальность такого словаря-справочника подчеркивается фактом публикации в 8 номерах журнала «Сборка в машиностроении, приборостроении» за 2007–2009 гг. Раздел по терминологии зубчатых передач из словаря соответствует электронному словарю IFToMM по теории механизмов и машин (см. сайт Делфтского университета [www.iftomm.3me.tudelft.nl](http://www.iftomm.3me.tudelft.nl)).

Таким образом, в настоящем издании авторы попытались объединить традиционные подходы к расчету и проектированию элементов механического привода с новыми результатами, полученными за последние годы в теории и практике зубчатых передач и сопутствующих узлов и деталей.

Введение дополнено обстоятельным описанием классификации зубчатых передач. Представлена развернутая информация по современным подходам к проектированию электропривода, рассмотрены компоновочные решения разнообразных новых типов передач – зубчатых плоскоцилиндрических и цилиндрических, фрикционных планетарных эксцентрикового типа и др. (гл. 1). Изложение теории обобщающих параметров проф. Э. Б. Вулгакова существенно расширено и представлено в виде разработанных О. Л. Алипиевым основ обобщенных исходных контуров (гл. 1) и существенно продвинутых проф. А. Л. Капелевичем приложений указанной теории (гл. 2).

В гл. 3 наряду с традиционными методами расчета на прочность описаны алгоритмы, программное обеспечение и примеры уточненного прочностного анализа элементов приводов методами конечных и граничных элементов.

В части автоматизации проектирования зубчатых передач сделан обстоятельный обзор информационных источников и представлены разнообразные подходы к построению САПР зубчатых передач (гл. 4).

Выделены в отдельные главы вопросы трения и изнашивания в зубчатых передачах (гл. 5) и оценки надежности передач по различным критериям (гл. 6).

В гл. 7, дополненной новыми результатами в области автоматизации проектирования и оптимизации многоступенчатых передач, подробно рассмотрен вопрос оптимизации и автоматизации проектирования многопоточных приборных передач.

Глава 8, посвященная вопросам точности и контроля зубчатых передач, дополнена данными, позволяющими сравнивать параметры точности по ГОСТ, DIN и ISO (редакция 2006 г.), что является важным условием эффективной организации производства зубчатых колес в условиях мировой глобализации.

В гл. 9 описаны традиционные и оригинальные конструкции металлических и композитных зубчатых колес.

Глава 10 по микроэлектромеханическим системам существенно расширена привлечением новой, появившейся в последнее время информации и опыта зарубежного и отечественного производства.

В гл. 11–13, посвященных расчету и проектированию узлов и деталей приборного привода типа валов, осей, подшипников и муфт, авторами обобщены известные традиционные и новые конструкторские решения.

Введение написано Е. В. Шалобаевым, Б. П. Тимофеевым и В. И. Гольдфарбом; гл. 1 – В. Л. Басинюком, Е. В. Шалобаевым и Е. И. Мардосевич; гл. 2 – А. Л. Капелевичем, В. Е. Старжинским и Е. В. Шалобаевым; гл. 3 – В. Е. Старжинским и С. В. Шилько; гл. 4 – В. Е. Старжинским, А. Л. Капелевичем, В. И. Гольдфарбом и А. А. Ткачевым; гл. 5 – В. М. Благодарным, Е. В. Шалобаевым и С. В. Шилько; гл. 6 – В. М. Благодарным; гл. 7, 9, 11–13 – В. Е. Старжинским и Е. В. Шалобаевым; гл. 8 – Б. П. Тимофеевым, Е. В. Шалобаевым и В. Е. Антонюком; гл. 10 – С. В. Шилько, Е. В. Шалобаевым.

Авторы благодарны коллегам, подготовившим материалы для отдельных разделов монографии: О. Л. Алипиеву (п. 1.6.2 и 2.10); Л. А. Сосновскому и В. В. Комиссарову (п. 3.12 и 11.5); В. Н. Ражикову (п. 5.1, 5.3, 5.4); С. К. Симеонову (п. 5.7); В. Б. Попову и Т. В. Кадач (п. 7.3.1); С. С. Киселеву (п. 7.3.2), М. В. Абрамчуку (п. 8.10.2).

В отдельных разделах книги использованы материалы из источников: п. 3.2, 3.4–3.7 – [69]; п. 7.10 – [36]; п. 9.1–9.3 – [36]; п. 9.4.1 – [69]; п. 11.1–11.4 – [28, 36, 47]; гл. 13 – [28, 47].

Авторы выражают благодарность Т. А. Исаевой, Т. А. Альгиной, А. М. Великановой и Е. М. Петроковец за помощь при подготовке рукописи к печати.

*Издание рекомендовано Советом Учебно-методического объединения вузов Республики Беларусь по образованию в области приборостроения в качестве учебного пособия для студентов приборостроительных специальностей и Советом Учебно-методического объединения вузов Российской Федерации по образованию в области приборостроения и оптоэлектроники в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки и специальности «Приборостроение».*

## ВВЕДЕНИЕ

**Образование сопряженных зацеплений.** Рабочие участки сопряженных (теоретических) поверхностей зубьев обеспечивают воспроизведение заданного закона движения в пределах части одного цикла движения зубчатого механизма. Для обеспечения заданного преобразования движения необходимо выбрать размеры и форму главных поверхностей зубьев и их размещение на сопряженных поверхностях, а также решить задачу о расположении главных поверхностей на зубчатом звене, в том числе относительно оси вращения последнего.

Размеры и форма главных поверхностей определяются по таким критериям, как прочность; технологичность зубчатых звеньев; воспроизведение формы, эквидистантной первоначальной, в процессе износа; нечувствительность к погрешностям изготовления и монтажа и т. д. Задача размещения главных поверхностей на зубчатом звене – задача из геометрического синтеза.

Положение главной поверхности относительно колеса определяют в расчетной точке контакта  $P$ , поскольку ограничения, накладываемые высшей кинематической парой (ВКП), относятся к точкам контакта зубьев (рис. 1).

Главную поверхность считаем известной – в точке  $P$  определено положение нормали к ней. Методы образования поверхностей, сопрягаемых в отно-

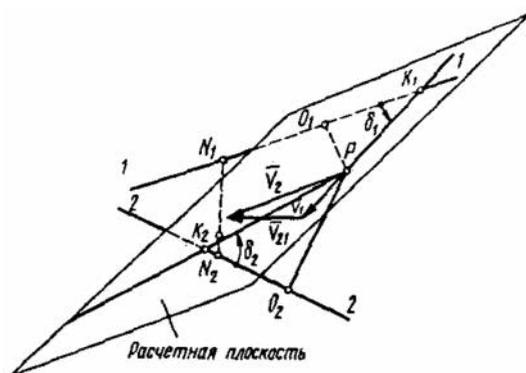


Рис. 1. К образованию сопряженных зацеплений

сительном движении, с одним и двумя независимыми параметрами разрабатывались Т. Оливье, Н. И. Колчиным, Я. С. Давыдовым, А. Ф. Николаевым, В. А. Шишковым, Н. Н. Крыловым, М. Л. Ериховым. С ними можно ознакомиться, например, по фундаментальной работе Ф. Л. Литвина [1]. Положение главной поверхности относительно оси колеса определяется положением расчетной точки и вектором контактной нормали к ней. Вместо главной поверхности в расчетной точке можно задать положение касательной плоскости к главной поверхности.

Рассмотрим зацепление (рис. 1), образованное двумя зубчатыми колесами, вращающимися вокруг скрещивающихся осей (наиболее общий случай). Полагаем передаточное отношение механизма постоянным:

$$i = \frac{d_{\varphi_2}}{d_{\varphi_1}} = \frac{z_1}{z_2} = \text{const}, \quad (1)$$

где  $\varphi_1, \varphi_2$  – углы поворота колес вокруг осей 1–1 и 2–2;  $z_1$  и  $z_2$  – числа зубьев колес.

Расчетной является точка  $P$ , положение которой относительно осей вращения определяется ее расстояниями до этих осей  $O_1P = r_1$  и  $O_2P = r_2$ .

В точке  $P$  построим аналоги  $V_1$  и  $V_2$  векторов скоростей точек  $P_1$  и  $P_2$ , принадлежащих звеньям 1 и 2, и аналог  $V_{21}$  относительной скорости. В расчетной точке можно построить плоскость, содержащую указанные векторы. Эта плоскость, называемая *расчетной*, пересечет оси вращения в точках  $K_1$  и  $K_2$ . Соединим эти точки с расчетной точкой  $P$  и обозначим углы, составленные прямыми  $PK_1$  и  $PK_2$  с осями вращения, через  $\delta_1$  и  $\delta_2$ . Поверхности, образованные вращением указанных прямых вокруг осей 1–1 и 2–2, называют *расчетными*. Для случая, показанного на рис. 1, это конусы с вершинами в точках  $K_1$  и  $K_2$ . Углы  $\delta_1$  и  $\delta_2$  называют *углами расчетных конусов*. Расчетная плоскость касается в расчетной точке расчетных поверхностей. Положение расчетной плоскости относительно каждой из осей вращения колес будет определено однозначно, если известны положения точек  $K_1$  и  $K_2$  на осях, углы  $\delta_1$  и  $\delta_2$  и радиусы  $r_1$  и  $r_2$ .

Поскольку точка  $P$  является контактной, плоскости, касательные к главным поверхностям зубьев в ней, сливаются в одну, называемую *расчетной касательной плоскостью*. Поскольку положение линии действия вектора  $\vec{V}_{21}$  известно, а положение расчетной точки выбрано, для задания положения расчетной касательной плоскости (и, следовательно, главных поверхностей зубьев) достаточно указать, например, угол  $\alpha_i$  ( $i = 1, 2$ ) между этой плоскостью и нормалью к расчетной плоскости.

Для каждого из колес сечение теоретической поверхности зуба какой-либо соосной поверхностью носит название *продольной линии зуба*. Острый угол между продольной линией зуба и образующей, соответствующей соосной поверхности в выбранной точке, называется *углом наклона линии зуба* в этой точке. Различают зубья *правого* и *левого направлений*.

*Расчетная линия зуба* – сечение теоретической (главной) поверхности расчетной поверхностью. Угол между вектором  $\vec{V}_{21}$  и образующей каждой из расчетных поверхностей определим как *расчетный угол наклона зуба* и обозначим  $\beta_i$  ( $i = 1, 2$ ). Указанный выше угол  $\alpha_i$  назовем *расчетным углом профиля зуба* в нормальном сечении.

Для каждого колеса наложение главной поверхности зуба относительно оси вращения определяется заданием расчетной точки и трех параметров –  $\alpha_i$ ,  $\beta_i$ ,  $\delta_i$  ( $i = 1, 2$ ). Формулы, позволяющие определить положение главной поверхности зуба, приведены, в частности, в монографии [2].

Обратимся к задаче о размещении главных поверхностей зубьев на каждом из колес, составляющих зацепление. Поскольку главные поверхности произвольно выбранного зуба одного колеса вступают в зацепление с главными поверхностями различных зубьев парного колеса, возможно только равномерное угловое размещение главных поверхностей на каждом из колес. Для этого достаточно разместить расчетные точки одноименных (левых и правых) главных поверхностей всех зубьев равномерно по расчетной окружности (здесь рассматриваются только механизмы с круглыми зубчатыми колесами). Расстояние между расчетными точками одноименных главных поверхностей соседних зубьев по расчетной окружности  $i$ -го колеса ( $i = 1, 2$ ) называют *расчетным окружным шагом*:

$$P_{ii} = 2\pi r_i / z_i. \quad (2)$$

Отсюда

$$P_{i1} / P_{i2} = \cos\beta_1 / \cos\beta_2. \quad (3)$$

Величину  $P_{ni} = P_{ii} \cos\beta_i$  – называют *расчетным нормальным шагом*. Тогда соотношение (3) переходит в равенство  $P_{n1} = P_{n2}$ , справедливое для всех сопряженных зацеплений. При геометрических расчетах используют отношения, называемые соответственно *окружным* и *нормальным модулем*:

$$m_{ii} = P_{ii} / \pi, \quad m_{ni} = P_{ni} / \pi. \quad (4)$$

Для пары зубчатых колес, составляющих зацепление:

$$\begin{aligned} r_i &= m_{ii} z_i \quad (i = 1, 2); \\ m_{ni} &= m_{ii} \cos\beta_i; \\ m_{n1} &= m_{n2} = m. \end{aligned} \quad (5)$$

**Структура зубчатых механизмов.** Любой зубчатый механизм, содержащий множество зубчатых звеньев, может быть разбит на простейшие по строению зубчатые механизмы, содержащие два зубчатых звена. Как и все другие механизмы, простейший зубчатый механизм можно образовать из замкнутой кинематической цепи (КЦ), содержащей один или несколько замкнутых кон-

туров. Но только один из них включает в себя высшую кинематическую пару (ВКП), образованную двумя зубчатыми звеньями кинематической цепи. Если исходная КЦ является одноконтурной, образованные из нее механизмы, следуя М. Л. Ерихову [2], будем называть *элементарными зубчатыми механизмами*. Если из этой цепи можно выделить замкнутый контур, не содержащий ВКП, образованный из такой цепи механизм называют *зубчато-рычажным*.

Таким образом, элементарные зубчатые механизмы образуют из одноконтурных КЦ, содержащих два зубчатых звена, однако эти цепи могут иметь произвольное число иных звеньев и низших кинематических пар, причем не только одноподвижных. Ограничимся рассмотрением простейших зубчатых механизмов, которые образованы из трех- и четырехзвенных одноконтурных КЦ, содержащих кроме зубчатого зацепления только низшие вращательные и поступательные кинематические пары.

Трехзвенные зубчатые механизмы представляют собой трехзвенную КЦ, в которой два зубчатых звена, образующих ВКП, соединены с некоторым третьим иным звеном низшими кинематическими парами. Последние могут быть либо обе вращательными, либо одна из них – вращательная, а другая – поступательная.

Для образования механизма из КЦ необходимо одно или несколько звеньев обратить в стойку. Из трех звеньев в стойку можно обратить лишь одно. Если в качестве стойки использовать незубчатое звено, то получим механизм с неподвижными осями вращения зубчатых колес, который будем называть *простым*. У этих механизмов одна степень подвижности. Если использовать в качестве стойки одно из зубчатых звеньев, то ось вращения другого зубчатого звена будет перемещаться относительно стойки. Такие механизмы называют *планетарными*. Замена стойки превращает элементарный планетарный механизм в простой и наоборот. Поэтому одно и то же зубчатое зацепление (ВКП) может быть использовано как в простом, так и в планетарном механизмах, образованных из одной и той же КЦ.

При заданных положениях осей вращения и передаточном отношении передаточную передачу движения можно осуществлять с помощью *внешнего* и *внутреннего зацеплений*. Во внешнем зацеплении оба колеса имеют внешние зубья, во внутреннем одно из колес имеет внешние зубья, другое – внутренние.

**Классификация зубчатых колес по виду начальных поверхностей и по углу наклона зуба в расчетной точке.** *Начальной* назовем соосную поверхность, которая служит базой для определения элементов зубьев и их размеров. Начальные поверхности в общем случае могут касаться друг друга, но могут и пересекаться. В обоих случаях *расчетная точка* – точка, принадлежащая начальным поверхностям зубчатых звеньев. В качестве начальных обычно выбирают простые поверхности, отражающие форму зубчатого колеса: плоскость, цилиндр, конус, тор. Начальными поверхностями могут быть аксоиды колес, т. е. поверхности, которые при движении зубьев катятся друг по другу без скольжения. Однако во многих случаях начальные поверхности

не совпадают с аксоидами. Например, в червячной и глобоидной передачах аксоиды одинаковы, а начальные поверхности существенно различны; в цилиндрической зубчатой передаче аксоиды – круговые цилиндры, а начальные поверхности могут быть конусами.

По углу наклона продольной линии зуба в расчетной точке различают зубчатые колеса с нулевым углом наклона ( $\beta = 0$ ), с наклонными зубьями ( $\beta_0 > |\beta| > 0$ ) и червяки  $\pi/2 > |\beta| \geq \beta_0$ , где  $\beta_0$  – условное граничное значение угла наклона зуба, которое разделяет собственно зубчатые колеса и червяки, у которых угол наклона зуба больше  $\beta_0 = 80...85^\circ$ . На рис. 2 и 3 представлены схемы колес внешнего и внутреннего зацепления соответственно, причем в столбцах – зубчатые колеса с одним и тем же видом начальной поверхности, в строках – зубчатые колеса одной группы по углу наклона зуба. На условных изображениях колес показано положение расчетной точки и направление касательной к линии зуба в ней. Зубчатые колеса, у которых начальной поверхностью является плоскость, отнесены к колесам с внешними зубьями.

В рамках той же классификации возможна дальнейшая детализация. Так, по форме продольной линии различают колеса с *прямым, косым (винтовым), круговым, арочным и шевронным* зубьями. По форме профиля боковой поверхности различают зубья *эвольвентные, циклоидальные, цевочные, часовые* и т. п.

#### **Классификация простых трехзвенных зубчатых механизмов (ПТМ).**

По виду и расположению низших кинематических пар (по расположению осей вращательных пар, если обе низшие пары вращательные) ПТМ делят на следующие группы:

- 1) механизмы с *параллельными осями* вращения зубчатых колес;
- 2) механизмы с *пересекающимися осями* вращения зубчатых колес;
- 3) механизмы с *скрещивающимися осями* вращения зубчатых колес;
- 4) *реечные*, у которых одна из низших кинематических пар поступательная, а одно из зубчатых звеньев – зубчатая рейка.

Относительное положение осей вращения колес для первой группы механизмов определяется межосевым расстоянием  $a$ , для второй – межосевым углом  $\Sigma$ , для третьей – обоими из указанных параметрами.

Внутри каждой группы строение ПТМ определяется зубчатым зацеплением. Согласно М. Л. Ерихову [2], *геометро-кинематической схемой* (ГКС) зацепления называют совокупность параметров, определяющих положение расчетной точки и расположение в ней касательной плоскости вместе с передаточным отношением и направлением вращения, а также межосевым расстоянием и межосевым углом. ГКС определена, если кроме положения осей вращения зубчатых колес и передаточного отношения указаны вид расчетных поверхностей, их положение относительно осей вращения и значение углов наклона зубьев в расчетной точке. Каждой указанной выше группе ПТМ соответствует группа ГКС зацеплений. Внутри каждой группы, кроме первой, выделяют две подгруппы, включающие схемы внешних и внутренних зацеплений. Поскольку для каждого вида расчетных поверхностей возможны три области измене-

		Вид делительной поверхности			
		Плоскость	Цилиндр	Конус	Тор
Угол наклона зуба в расчетной точке	$\beta = 0$				
	$\beta_0 >  \beta  > 0$				
	$\frac{\pi}{2} >  \beta  > \beta_0$				

Рис. 2. Классификация зубчатых колес с внешними зубьями по виду делительной поверхности и углу наклона зуба в расчетной точке

		Вид делительной поверхности			
		Плоскость	Цилиндр	Конус	Тор
Угол наклона зуба в расчетной точке	$\beta = 0$				
	$\beta_0 >  \beta  > 0$				
	$\frac{\pi}{2} >  \beta  > \beta_0$				

Рис. 3. Классификация зубчатых колес с внутренними зубьями по виду делительной поверхности и углу наклона зуба в расчетной точке

ния расчетных углов наклона зубьев, для каждой подгруппы ГКС строят таблицы, содержащие девять строк и девять столбцов, каждая ячейка которых соответствует одной ГКС. Отметим, что ГКС служат для синтеза ПТМ, однако на практике используются немногие из возможных схем.

Рассмотрим более детально, следуя источнику [3], классификацию передач зацеплением в соответствии с упомянутыми выше группами.

**Зубчатые передачи с параллельными осями** (рис. 4, 5) – *цилиндрические передачи*, которые, в свою очередь, отличаются друг от друга по следующим критериям:

по форме исходных тел, на которых формируются зубья: *цилиндрические* (рис. 4, а), *конические* (рис. 4, б), *тороидальные* (рис. 4, в), *плоские* (рис. 4, г);

по относительному расположению тел: *внешние* и *внутренние* (рис. 4 и 5);

по форме зубьев, в соответствии с которой зубчатые колеса называются *прямозубыми* (рис. 4, д), *косозубыми* (рис. 4, е) с *винтовой линией зуба*; *шевронными* (рис. 4, ж), с *арочными зубьями* (рис. 4, з), причем известно несколько типов зубчатых передач с арочными зубьями в зависимости от способа нарезания зубьев и типа режущего инструмента;

по виду профиля зубьев.

Последнее различие следует особо прокомментировать, поскольку подразделение зубчатых колес по этому признаку очень разнообразно. Широко рас-

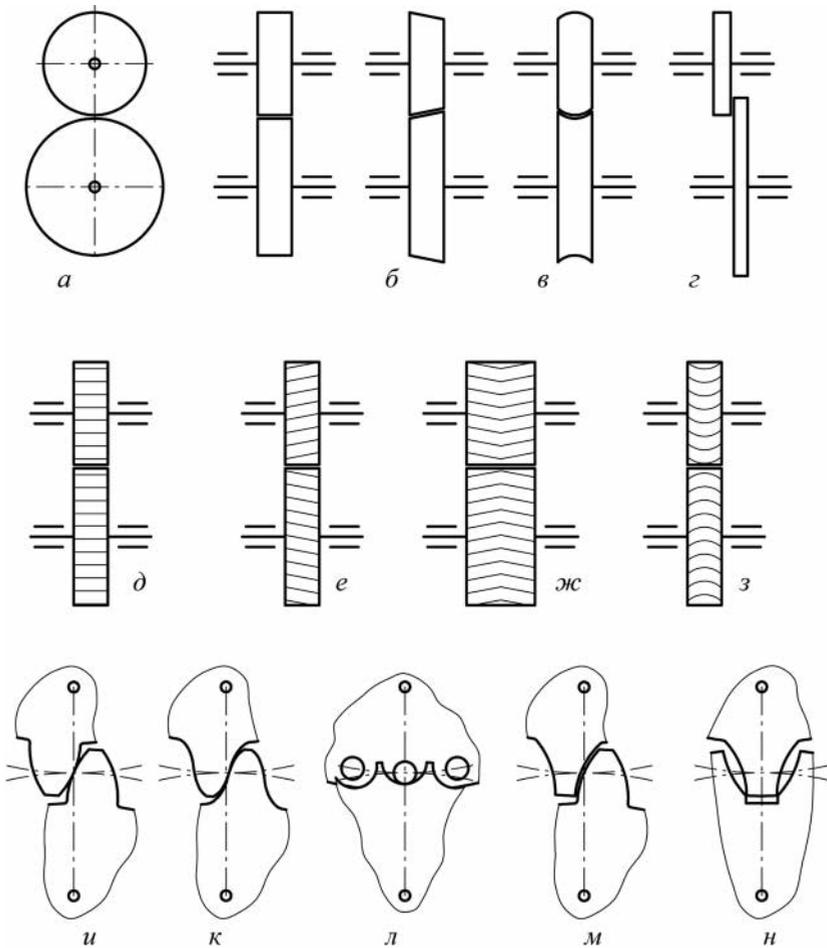


Рис. 4. Зубчатые передачи внешнего зацепления с параллельными осями

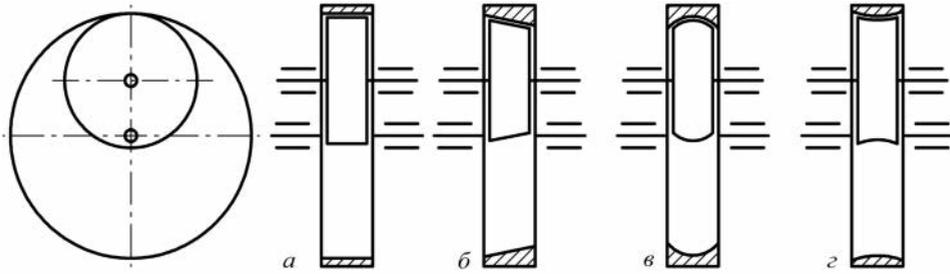


Рис. 5. Зубчатые передачи внутреннего зацепления с параллельными осями

пространены эвольвентные передачи, профили зубьев которых очерчены по эвольвенте (рис. 4, и). Ознакомьтесь с классификацией разнообразных вариантов эвольвентных профилей можно, в частности, по источнику [4].

Оригинальное эвольвентное зацепление представляет собой *циклоидальная передача*, профили зубьев которой представляют собой циклоиды различных типов. В классическом циклоидальном зацеплении (рис. 4, к) профиль головки зуба очерчен эпициклоидой, а ножки – гипоциклоидой. Одним из вариантов этого зацепления является *цветочное зацепление* (рис. 4, л), зубья одного из колес которого образованы дугой окружности, а второго выполнены в виде цилиндрических роликов, называемых цевками.

Хорошо известно и широко распространено *зацепление Новикова*. Его также называют *зацеплением Вильдгабера–Новикова* или *Новикова–Вильдгабера*. Оба автора, известные специалисты в области зубчатых передач, в разное время предложили формировать профиль зубьев отрезками дуг окружностей разного диаметра. Направление (знак) кривизны зацепляющихся профилей должно быть одинаковым, т. е. один профиль должен быть вогнутым, а второй – выпуклым. Этим достигается существенное снижение контактных напряжений и, таким образом, повышение нагрузочной способности зубчатой передачи. Эта идея быстро получила глобальное развитие и в настоящее время имеется масса публикаций, описывающих многочисленные варианты таких передач и результаты их исследования, производства и применения.

Такого рода профилирование зубьев представляет большой интерес, так как позволяет профилировать зубья с замкнутыми автоматически регулирующимися линиями контакта. Реализация этой идеи обеспечивает увеличение несущей способности смазочного слоя в зоне контакта и повышение нагрузочной способности передачи. Одна из разновидностей такой передачи показана на рис. 4, м [5].

Соответственно по форме зубьев передачи внутреннего зацепления могут быть *прямозубыми* (рис. 5, а), *коническими* (рис. 5, б) и *арочными* (рис. 5, в, г).

Представленными разновидностями профилей разнообразие возможных вариантов профилирования зубьев цилиндрических зубчатых передач не исчерпывается. Представлены лишь широко распространенные решения, а развитие данного направления успешно продолжается и в настоящее время.

### **1.1. Назначение и классификация электромеханических приводов малой мощности. Мотор-редукторы**

Привод состоит из преобразователя энергии (двигателя) и передаточных механизмов (редукторов). Если элементы привода охвачены внутренними или внешними обратными связями, привод становится следящим.

Основными параметрами привода являются мощность, скорость, быстродействие, точность отработки сигнала.

По виду энергоносителя различают приводы пневматический, гидравлический, электрический и их комбинации. Самым распространенным является электропривод, хотя в робототехнике наиболее часто применяют пневматические приводы (40%), затем гидравлические (около 40%) и, наконец, электрические (свыше 20%).

По определению [1, 2], электромеханическим приводом (ЭМП) называется электромеханическая система, предназначенная для приведения в движение рабочих органов машин, целенаправленного управления этими процессами и состоящая в общем случае из передаточного, электродвигательного, преобразовательного и управляющего устройств. К ЭМП малой мощности относят приводы мощностью до 500 Вт. Естественно, что указанная граница является относительной.

Основные «выходные» координаты привода – электромагнитный момент  $T$  или сила  $F$ , необходимые для нормального функционирования органов рабочей машины, и координаты движения: угловая  $\omega$  или линейная  $v$  скорости или соответствующие отрезки пути  $\Delta\alpha$  или  $\Delta s$ .

Привод осуществляет преобразование какого-либо вида энергии в механическую работу, в частности преобразует электрическую энергию в механическую работу.

Приведенное выше определение относится к автоматизированному (регулируемому, или следящему) приводу (ГОСТ 16593–79). Электроприводы. Термины и определения).

Для другой части приводов, относящихся к категории нерегулируемых, привод следует определить как устройство, состоящее из двух основных частей – электродвигателя, осуществляющего преобразование электрической энергии в механическую, и редуктора, связывающего электродвигатель с рабочим органом.

Рассмотрим элементы регулируемого привода более подробно.

*Источником энергии (ИЭ)* для ЭМП служит, как правило, промышленная электрическая сеть; в приводах специального назначения ИЭ может быть автономным в виде аккумуляторной батареи или индивидуального генератора.

*Преобразовательное устройство* (в основном электрическое) служит для связи системы электропривода с источником электрической энергии (например, промышленной сетью), для преобразования одной формы электрической энергии в другую (например, для выпрямления переменного тока). Основное назначение преобразовательного устройства состоит в формировании управляемого потока энергии, потребляемого рабочим процессом.

Электрическое преобразовательное устройство (ЭПУ), получая от ИЭ электрическую энергию  $W_c$  с нерегулируемыми напряжением  $U_c$ , током  $I_c$  и частотой  $f_c$ , преобразует ее в электрическую энергию иного вида или формы, потребляемую двигателем,  $W_d$  с другими  $U$ ,  $I$  и  $f$ , часть из которых управляема.

В качестве ЭПУ используются электромашинные преобразовательные устройства и разнообразные силовые полупроводниковые преобразователи: тиристорные *управляемые выпрямители* (УВ), тиристорные и транзисторные *широко-импульсные преобразователи* (ШИП) для преобразования переменного тока в постоянный (выпрямительный), а также различные транзисторные и тиристорные инверторы и преобразователи частоты для изменения формы напряжения переменного тока.

*Двигательное устройство* (ДУ) преобразует электрическую энергию в механическую и формирует (совместно с передаточным устройством) заданные формы движения рабочих органов.

*Передаточное устройство* (ПУ) предназначено для преобразования форм движения и передачи механической энергии от двигательного устройства к рабочим органам машины.

Пройдя механическое передаточное устройство, поток механической энергии  $W_m$  преобразуется в поток такого же вида энергии  $W_{рм}$ , который воспринимается *рабочей машиной* (РМ) или *исполнительным механизмом* (ИМ).

Рабочей машиной называют систему механизмов, осуществляющих механические движения, связанные с выполнением рабочего процесса. В теории электропривода термины «рабочая машина» и «исполнительный механизм» обычно употребляются как синонимы.

Таким образом, механизмами РМ энергия  $W_p$  преобразуется в механическую работу рабочих органов (РО) с координатами:  $M_{p.o}$  – моментом сопротивления и  $\omega_{p.o}$  – угловой скоростью при вращательном движении или с координатами:  $F_{p.o}$  – силой сопротивления и  $V_{p.o}$  – линейной скоростью при поступательном движении.

*Управляющее устройство* предназначено для формирования заданных законов управления потоком энергии и движения рабочих органов исполнительных механизмов.

Управляющее устройство (УУ) управляет отдельными координатами ЭПУ или ДУ, или ПУ, а иногда одновременно несколькими координатами двух, реже трех этих устройств. Формирует законы управления УУ *задающее устройство* (ЗУ), которое вырабатывает необходимые управляющие воздействия в результате сопоставления задаваемой информации с информацией, поступающей от *датчиков-преобразователей* (ДПИ). ДПИ представляют собой информационно-измерительные устройства, предназначенные для измерения различных физических координат электропривода (моментов, сил, угловых или линейных перемещений и скоростей, токов, напряжений и др.) и преобразования их в электрические сигналы одинакового вида (например, напряжения).

Таким образом, автоматизированный электропривод следует рассматривать как одну из наиболее распространенных разновидностей электромеханических систем автоматического управления (САУ). Функциональная схема электропривода как разновидности САУ показана на рис. 1.1. Здесь тонкими линиями изображены каналы передачи информации, двойными – каналы передачи электрической энергии, двойными пунктирными – каналы передачи механической энергии, а пунктирными линиями – каналы передачи информации об измеряемых координатах электропривода или исполнительного механизма.

Исходные данные для расчета регулируемого привода: максимальный угол поворота выходного вала  $\theta_{\max}$ ; максимальная угловая скорость выходного вала  $\omega_{\max}$ ; максимальное угловое ускорение выходного вала; статический момент сил сопротивления на выходном валу  $T_c$ ; электромеханическая постоянная времени привода  $t_{эм}$ ; необходимая точность обработки входного сигнала; закон изменения входного импульса.

Регулируемый ЭМП применяют в автоматических системах управления или регулирования. Для этого привода характерны повторно-кратковременный режим работы, высокое быстродействие, большая частота пусков и реверсов.

Следящий электромеханический привод применяют в измерительных приборах, в которых используется автоматический компенсационный метод измерения, в системах автоматического регулирования промышленными про-

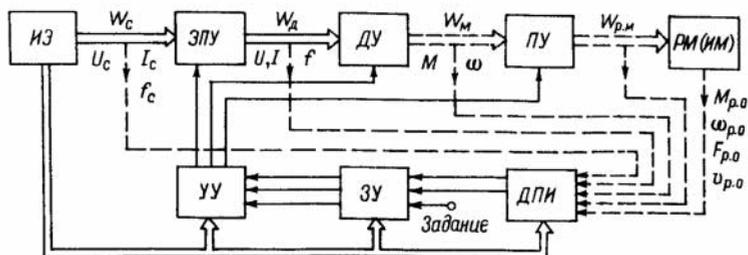


Рис. 1.1. Функциональная схема электропривода

цессами, в автопилотах, в радиолокационных установках, в автоматических прицелах, в следящих системах дистанционных передач и т. д.

Нерегулируемый ЭМП предназначен для преодоления постоянно действующей статической нагрузки, кратковременной инерционной нагрузки или повторно-кратковременных статических и инерционных нагрузок. К нерегулируемому ЭМП предъявляют требования определенной механической характеристики, плавности движения рабочего вала (оси), выдерживания необходимого времени переходного процесса  $t_{п}$ , высокого КПД, высокого уровня надежности.

Исходными данными для расчета нерегулируемого привода являются номинальная угловая скорость выходного вала редуктора  $\omega_{ном}$ ; статический момент сил сопротивления на выходном валу редуктора  $T_c$ ; момент инерции нагрузки, приведенный к рабочему валу  $I_{н}$ ; время переходного процесса  $t_{п}$ , т. е. время разгона рабочего вала (оси) до номинальной угловой скорости, или время выбега; режим работы – продолжительный, кратковременный, повторно-кратковременный; ритмичность повторно-кратковременного режима работы; ресурс работы.

Нерегулируемые ЭМП применяются в ЭВМ для ввода информации с перфолент, для привода магнитных барабанов внешней памяти, в быстропечатающих механизмах для вывода информации, в магнитно-электрических осциллографах, в авиационных и промышленных самопишущих измерительных приборах, в киносьемочной и кинопроекторной аппаратуре для перемещения регистрирующей ленты или киноплёнки.

Нерегулируемые ЭМП используются также в системах дистанционного управления, преобразуясь в автоматизированные приводы с элементами управления, блокировки и сигнализации (муфты сцепления-торможения, предохранительные муфты, концевые выключатели, коммутационные элементы и др.).

Примерами конкретного применения таких приводов могут служить механизмы подзавода пружины затвора в аэрофотоаппаратах, перемотки киноплёнки, управления подъемом и прижимом столов аэрофотоаппаратов, открывания фотолюков и т. п.

## 1.2. Микроэлектродвигатели. Классификация и характеристики

Микроэлектродвигателями называют электрические двигатели мощностью от десятых долей ватта до 600 Вт (граница достаточно условна). По назначению подразделяются на микроэлектродвигатели общего назначения и исполнительные микроэлектродвигатели.

*Микроэлектродвигатели общего назначения* предназначены для работы в нерегулируемом приводе, функционируют в номинальном режиме на протяжении достаточно длительного периода времени. Основные требования: обеспечение заданной механической характеристики; высокие значения КПД и коэффициента мощности; большая продолжительность срока службы; простота в обслуживании.

*Исполнительные микроэлектродвигатели* предназначены для работы в следящем приводе; они преобразуют подводимый к ним электрический сигнал (напряжение управления) в пропорциональное угловое перемещение выходного вала или в пропорциональную величину угловой скорости вала. В отличие от двигателей общего назначения эти двигатели имеют, как правило, две цепи: цепь возбуждения (питания) двигателя с неизменными значениями параметров и цепь управления, в которой электрический сигнал в процессе работы изменяется от нуля до максимума.

Исполнительные двигатели практически не работают в номинальном режиме; для их работы характерны постоянные пуски, остановки, реверсы движения. Исполнительные двигатели выполняются малоинерционными для сокращения времени переходных процессов. Основные требования: широкий диапазон регулирования скорости вращения; статическая устойчивость и линейность механических характеристик в рабочем диапазоне скоростей; линейность регулировочных характеристик (линейность зависимости скорости вращения от управляющего сигнала); быстродействие (малое значение электромеханической постоянной времени); отсутствие движения после снятия сигнала управления.

Общие требования для обеих категорий двигателей: эксплуатационная надежность, безотказность работы, малые габариты и масса, экономичность.

Для работы в условиях тряски и вибраций, при воздействии линейных ускорений или ударов применяют специальные конструкции двигателей. Так же специфичны конструкции двигателей в пылезащищенном, герметичном, влагозащищенном, взрывобезопасном и других исполнениях. На выбор электродвигателя накладываются ограничения по параметрам источников питания – величине мощности, напряжению, частоте. По характеру тока микроэлектродвигатели подразделяются на двигатели постоянного и переменного (асинхронные и синхронные) тока, шаговые. Основные технические характеристики микроэлектродвигателей приведены в приложении 1.

Детальные данные об особенностях микроэлектродвигателей разных типов и их характеристик, порядке выбора электродвигателей при различных режимах работы; методики построения механических характеристик электродвигателей по техническим данным и расчета электромеханического привода на быстродействие можно найти в учебном пособии [3].

### **1.3. Выбор электродвигателя**

Для правильного выбора электродвигателя необходимо знать [3]:

1) тип привода, для которого подбирается двигатель, и режим его работы: нерегулируемый длительного действия, нерегулируемый кратковременного или повторного кратковременного действия, регулируемый (следающий) привод;

2) тип источника питания и его характеристику: для источника постоянного тока – напряжение и силу тока; для источника переменного тока – напряжение, силу тока и частоту;

3) характеристику нагрузки: максимальную величину момента сил сопротивления при установившемся режиме работы, номинальную угловую скорость вращения, момент инерции нагрузки и требуемое быстродействие привода;

4) эксплуатационные условия: условия окружающей среды (температура, давление, влажность), возможность воздействия линейных вибрационных нагрузок, необходимый ресурс работы, максимально допустимые габариты и массу.

Основные рекомендации по выбору электродвигателя сводятся к следующему. Для нерегулируемого привода длительного действия желательно выбирать двигатель, имеющий большой ресурс работы, высокий КПД и требующуюся механическую характеристику. Если необходима высокая степень стабильности скорости вращения, то применяют синхронные двигатели переменного тока или двигатели постоянного тока с регуляторами скорости. Для нерегулируемого привода кратковременного или повторно-кратковременного действия выбирают двигатели с небольшим ресурсом работы, но с большими значениями пусковых моментов. Такими двигателями являются высокоскоростные двигатели постоянного тока с частотой вращения  $9000 \dots 12\,000 \text{ мин}^{-1}$ . Применять двигатели с меньшей частотой вращения целесообразно лишь в тех случаях, если срок службы высокоскоростного двигателя меньше, чем заданный ресурс работы привода.

В следящем приводе применяют двигатели с минимальным значением величины электромеханической постоянной времени и максимально допустимой частотой пусков и реверсов. Такими двигателями являются исполнительные двигатели постоянного и переменного токов. Лучше при этом выбирать двигатели с частотой вращения  $2500 \dots 4500 \text{ мин}^{-1}$ , которые допускают большую частоту пусков и реверсов. Чем ниже частота вращения двигателя, тем большую частоту реверсов он может обеспечить, однако при малых частотах вращения двигателя снижается его КПД, увеличиваются габариты и масса.

Анализ перечисленных требований позволяет наметить необходимую серию двигателей. Конкретный тип двигателя выбирают в зависимости от требуемой мощности. Порядок выбора электродвигателя при различных режимах работы читатель найдет в упоминавшемся выше [3] учебном пособии по курсовому проектированию, в котором излагается порядок выбора электродвигателя общего назначения при постоянной и переменной статической нагрузке, при необходимости обеспечения заданного времени переходного процесса, а также порядок выбора исполнительного двигателя и редуктора в следящем приводе. Здесь мы ограничимся примерами выбора электродвигателя общего назначения при постоянно действующей статической нагрузке.

Порядок расчетов, связанных с выбором электродвигателя при проектировании мелко модульных зубчатых механизмов как с металлическими, так и с пластмассовыми колесами, в принципе соответствует порядку расчета силовых передач средних и крупных модулей и зависит от характера технического задания на проектирование механизма.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>Предисловие</b> .....	3
Литература .....	5
<b>Введение</b> .....	12
Литература .....	32
<b>Глава 1. Электромеханический привод. Выбор электродвигателя и кинематический расчет механизма на начальном этапе проектирования. Компоновочные схемы механизмов</b> .....	34
1.1. Назначение и классификация электромеханических приводов малой мощности. Мотор-редукторы .....	34
1.2. Микроэлектродвигатели. Классификация и характеристики .....	37
1.3. Выбор электродвигателя .....	38
1.4. Приборный привод как мехатронный модуль. Мехатронные модули и робототехника .....	43
1.5. Общие указания по расчету и проектированию приборных зубчатых передач ..	49
1.6. Предварительный выбор модуля зацепления, передаточного отношения и чисел зубьев .....	50
1.6.1. Выбор параметров проектирования .....	50
1.6.2. Исходный контур и расчетный модуль .....	51
1.6.3. Выбор модуля из конструктивных соображений .....	61
1.6.4. Предварительный выбор передаточного отношения и чисел зубьев .....	67
1.6.5. Переход от передаточного отношения к передаточному числу .....	75
1.6.6. Закон сохранения энергии в зубчатых передачах .....	76
1.7. Многоступенчатые зубчатые механизмы. Предварительный расчет числа ступеней и их передаточных отношений .....	77
1.7.1. Компоновочные схемы многоступенчатых механизмов .....	77
1.7.2. Общие указания по выбору числа ступеней и их передаточных отношений ..	83
1.7.3. Особенности компоновки механизмов с пластмассовыми зубчатыми колесами	86
1.7.4. Примеры расчета .....	87
1.8. Компоновочные схемы планетарных передач .....	90
1.8.1. Термины и определения .....	90
1.8.2. Схемы компоновки планетарных передач .....	91
1.9. Компоновка редукторов с цилиндрическими (плоскоцилиндрическими) зубчатыми передачами .....	97

1.10. Фрикционные передачи и вариаторы . . . . .	102
1.10.1. Общие положения . . . . .	102
1.10.2. Классификация фрикционных передач . . . . .	105
1.10.3. Классификация фрикционных вариаторов . . . . .	106
1.10.4. Лобовые вариаторы с роликами . . . . .	108
1.10.5. Лобовые вариаторы с шариками . . . . .	109
1.10.6. Компоновочные схемы и кинематика фрикционных планетарных эксцентрик- триковых передач . . . . .	111
Литература . . . . .	119
<b>Глава 2. Расчет геометрических параметров зубчатых колес и передач . . . . .</b>	<b>122</b>
2.1. Цилиндрическая зубчатая передача внешнего зацепления . . . . .	122
2.2. Цилиндрическая зубчатая передача внутреннего зацепления . . . . .	126
2.3. Реечная цилиндрическая зубчатая передача . . . . .	130
2.4. Коническая зубчатая передача . . . . .	131
2.5. Червячная передача . . . . .	133
2.6. Винтовая зубчатая передача [4] . . . . .	135
2.7. Особенности расчета геометрии передач с пластмассовыми зубчатыми колесами	139
2.7.1. Расчет геометрических параметров зубчатых колес и передач с учетом от- клонений, обусловленных условиями работы передачи, погрешностями изготов- ления и монтажа . . . . .	139
2.7.2. Расчет сборочных зазоров в зацеплении . . . . .	142
2.7.3. Примеры расчета . . . . .	149
2.7.4. Блокирующие контуры для зубчатых передач с пластмассовыми колесами .	154
2.8. Расчет геометрии зубчатых колес в параметрах, не связанных с производящим исходным контуром . . . . .	157
2.8.1. Методика расчета геометрии цилиндрической зубчатой передачи в системе обобщающих параметров . . . . .	157
2.8.2. Использование обобщающих параметров при расчете коэффициентов тех- нологической усадки . . . . .	172
2.9. Расчет геометрических параметров передачи внешнего зацепления, сформиро- ванной из колес, образованных в станочном зацеплении обобщенным производя- щим исходным реечным контуром . . . . .	173
Литература . . . . .	179
<b>Глава 3. Расчеты на прочность приборных зубчатых передач . . . . .</b>	<b>181</b>
3.1. Общие указания по расчету приборных зубчатых передач . . . . .	181
3.2. Цилиндрическая зубчатая передача . . . . .	182
3.2.1. Расчет цилиндрических зубчатых колес на контактную выносливость . . . . .	183
3.2.2. Расчет зубьев цилиндрических колес на выносливость при изгибе . . . . .	191
3.3. Расчет передач с винтовыми зубчатыми колесами . . . . .	196
3.3.1. Расчет на износ и заедание . . . . .	196
3.3.2. Пример расчета . . . . .	197
3.4. Расчет на прочность конических зубчатых колес . . . . .	200
3.5. Расчеты на прочность червячных передач . . . . .	202
3.5.1. Расчет на контактную выносливость . . . . .	202
3.5.2. Расчет на выносливость при изгибе . . . . .	205
3.5.3. Материалы и допускаемые напряжения . . . . .	206
3.6. Расчет на прочность зубьев планетарных передач . . . . .	209
3.6.1. Порядок расчета . . . . .	209
3.6.2. Пример расчета планетарной передачи . . . . .	210

3.7. Расчет на прочность волновой зубчатой передачи . . . . .	212
3.7.1. Проектировочный расчет . . . . .	212
3.7.2. Проверочный расчет на прочность гибкого колеса . . . . .	213
3.7.3. Пример расчета волновой передачи . . . . .	215
3.8. Особенности расчета на прочность приборных зубчатых передач с пластмассовыми колесами . . . . .	217
3.8.1. Выбор материала . . . . .	217
3.8.2. Упрощенная методика определения модуля при проектировочном расчете . . . . .	221
3.8.3. Выбор модуля по критерию жесткости . . . . .	222
3.8.4. Проектировочный расчет зубчатой передачи на прочность . . . . .	224
3.8.5. Проверочный расчет на прочность . . . . .	227
3.8.6. Сравнение прочности пластмассовых зубчатых колес с симметричным и асимметричным профилем зубьев . . . . .	228
3.9. Применение численных методов в расчетах элементов приводов . . . . .	234
3.9.1. Возможности численных методов . . . . .	234
3.9.2. Метод конечных элементов, программное обеспечение и примеры расчета . . . . .	235
3.9.3. Метод граничных элементов . . . . .	248
3.10. Метод определения пределов изгибной и контактной усталости . . . . .	253
3.10.1. Процедура испытаний. Испытательное оборудование . . . . .	253
3.10.2. Способ построения кривых усталости . . . . .	255
3.10.3. Пример построения кривых усталости . . . . .	255
Литература . . . . .	257
<b>Глава 4. Автоматизированное проектирование зубчатых передач . . . . .</b>	<b>259</b>
4.1. Анализ методов автоматизированного проектирования зубчатых передач . . . . .	259
4.2. Автоматизированное проектирование зубчатых передач с помощью динамич- ных блокирующих контуров . . . . .	263
4.2.1. Концепция динамичного блокирующего контура . . . . .	264
4.2.2. Система построения и использования динамичного блокирующего контура . . . . .	266
4.3. Концепция САПР зубчатых передач с использованием универсальных про- граммных модулей . . . . .	269
4.4. Программа автоматизированного проектирования цилиндрических и кониче- ских зубчатых передач с пластмассовыми колесами . . . . .	273
4.4.1. Назначение и содержание программы . . . . .	273
4.4.2. Работа с программой . . . . .	276
4.4.3. Примеры расчета по программе . . . . .	283
4.4.4. Методика и результаты экспериментального исследования точности пласт- массовых зубчатых колес и рекомендации по корректировке размеров формо- образующих матриц . . . . .	288
4.5. Метод Direct Gear Design автоматизированного проектирования зубчатых пере- дач в обобщающих параметрах . . . . .	300
4.5.1. Общие положения . . . . .	300
4.5.2. Анализ области существования передач, спроектированных по системе Direct Gear Design . . . . .	302
4.5.3. Методика Genetic Molding Solution для корректировки размеров формо- образующих матриц при проектировании зубчатых передач с пластмассовыми ко- лесами . . . . .	305
Литература . . . . .	306
<b>Глава 5. Трение и износ зубчатых передач . . . . .</b>	<b>311</b>
5.1. Трение в зубчатых передачах . . . . .	312
5.2. Основные классы и виды износа зубчатых колес . . . . .	314

5.3. Особенности изнашивания мелкозубчатых передач . . . . .	315
5.4. Методы расчета на износ зубчатых передач . . . . .	318
5.4.1. Расчет долговечности зубчатых передач по теории усталостного износа . . . . .	318
5.4.2. Расчет на прочность зубьев мелкозубчатых колес с учетом износа . . . . .	319
5.5. Особенности трения и изнашивания пластмассовых мелкозубчатых колес . . . . .	327
5.5.1. Коэффициент трения и КПД . . . . .	327
5.5.2. Износостойкость пластмассовых зубчатых колес (ПМЗК). . . . .	330
5.6. Особенности расчета износостойкости пластмассовых зубчатых колес. . . . .	337
5.7. Расчет на износ композитных зубчатых колес . . . . .	340
Литература . . . . .	348
<b>Глава 6. Надежность приборных мелкозубчатых передач . . . . .</b>	<b>351</b>
6.1. Прогнозирование показателей надежности зубчатых механизмов. . . . .	351
6.1.1. Основы прогнозирования надежности механических систем. . . . .	351
6.1.2. Методика прогнозирования надежности зубчатых механизмов . . . . .	352
6.2. Расчет показателей надежности по критериям износа и свободного хода . . . . .	367
6.2.1. Предельная величина износа зубьев. . . . .	367
6.2.2. Методика расчета показателей надежности по критерию износа . . . . .	371
6.2.3. Методика расчета надежности по критерию свободного хода. . . . .	374
6.2.4. Проектный расчет модуля по критерию предельно допустимого износа. . . . .	377
6.2.5. Примеры расчета по критериям износа, свободного хода и прочности изношенных зубьев. . . . .	380
Литература . . . . .	390
<b>Глава 7. Выбор, распределение и оптимизация передаточного отношения зубчатых механизмов. . . . .</b>	<b>392</b>
7.1. Основы оптимизационных расчетов деталей и узлов механизмов . . . . .	392
7.1.1. Общие положения . . . . .	392
7.1.2. Методика оптимизационного расчета по целевым функциям . . . . .	396
7.2. Выбор и распределение передаточного отношения зубчатых механизмов . . . . .	398
7.2.1. Основные критерии оптимизации передаточных механизмов . . . . .	398
7.2.2. Основные соотношения для расчета габаритов зубчатых механизмов. . . . .	399
7.3. Оптимизационные расчеты при проектировании одно- и двухступенчатых редукторов. . . . .	401
7.3.1. Автоматизированное проектирование типовых редукторов по принципу многокритериальной оптимизации . . . . .	402
7.3.2. Закономерности распределения передаточных чисел для одно- и двухступенчатых передач минимальных габаритов [12] . . . . .	408
7.3.3. Оптимизация цилиндрического редуктора по массе зубчатых колес . . . . .	413
7.4. Общие принципы распределения передаточного отношения по ступеням многоступенчатого редуктора. . . . .	414
7.4.1. Распределение $u_p$ по закону арифметической прогрессии. . . . .	416
7.4.2. Распределение $u_p$ по закону геометрической прогрессии . . . . .	417
7.4.3. Распределение $u_p$ по экспоненциальному закону . . . . .	419
7.5. Оптимизация многоступенчатых механизмов по габаритам . . . . .	420
7.5.1. Механизмы с кинематической схемой уступом . . . . .	421
7.5.2. Многоступенчатые соосные механизмы . . . . .	424
7.5.3. Многоступенчатый механизм с орбитальной компоновкой . . . . .	425
7.5.4. Пример оптимизации соосного редуктора . . . . .	429
7.5.5. Сравнение размеров оптимизированных по габаритам многоступенчатых механизмов . . . . .	431
7.5.6. Общие выводы. . . . .	432

7.6. Автоматизированное проектирование многоступенчатых механизмов . . . . .	434
7.6.1. Алгоритм проектирования многоступенчатых механизмов по схеме уступом и схеме соосной компоновки . . . . .	434
7.6.2. Алгоритм проектирования механизма с орбитальной компоновкой и равномерным распределением $u_p$ . . . . .	436
7.6.3. Программа автоматизированного проектирования многоступенчатых зубчатых механизмов приборов . . . . .	439
7.7. Оптимизация по приведенному моменту инерции . . . . .	440
7.7.1. Методика расчета моментов инерции зубчатых колес . . . . .	440
7.7.2. Оптимизация по критерию минимизации приведенного момента инерции редуктора . . . . .	444
7.8. Оптимизация по суммарной угловой погрешности передачи . . . . .	447
7.9. Оптимизация кинематических схем механизмов по КПД . . . . .	449
7.9.1. Оптимизация кинематической схемы механизма с орбитальной компоновкой по КПД . . . . .	450
7.9.2. Сравнительный анализ оптимизации по габаритам и КПД . . . . .	452
7.10. Примеры расчета . . . . .	454
7.11. Оптимизационные расчеты двухпоточных зубчатых механизмов . . . . .	456
7.11.1. Общие положения . . . . .	456
7.11.2. Алгоритм расчета двухпоточного редуктора . . . . .	461
7.11.3. Подготовка данных для программы автоматизированного расчета . . . . .	463
7.11.4. Программа автоматизированного расчета . . . . .	466
Литература . . . . .	469
<b>Глава 8. Точность и контроль зубчатых передач . . . . .</b>	<b>472</b>
8.1. Определения и терминология . . . . .	472
8.1.1. Параметры точности передачи . . . . .	472
8.1.2. Взаимосвязь параметров точности зубчатых передач и общей теории точности механизмов . . . . .	475
8.2. Система нормирования точности зубчатых механизмов . . . . .	477
8.2.1. Нормирование кинематической точности . . . . .	477
8.2.2. Нормирование бокового зазора . . . . .	478
8.2.3. Замечания по использованию норм точности . . . . .	480
8.2.4. Примеры условного обозначения передач . . . . .	481
8.3. Контроль зубчатых колес и передач . . . . .	483
8.3.1. Оборудование для двухпрофильного контроля измерительного межосевого расстояния . . . . .	486
8.3.2. Зарубежное оборудование для двухпрофильного контроля измерительного межосевого расстояния . . . . .	488
8.3.3. Программное обеспечение и особенности трактовки параметров двухпрофильного контроля по ГОСТ и DIN . . . . .	491
8.3.4. Идентификация параметров измерительного межосевого расстояния для цилиндрических зубчатых колес . . . . .	498
8.3.5. Основные требования к выбору и расчету измерительных колес . . . . .	500
8.4. Расчет кинематической погрешности (КП) . . . . .	510
8.4.1. Общие положения . . . . .	510
8.4.2. Расчет КП по методу максимума-минимума . . . . .	511
8.4.3. Нестандартная методика расчета КП . . . . .	513
8.4.4. Расчет КП по вероятностному методу . . . . .	513
8.4.5. Расчет суммарной приведенной погрешности монтажа . . . . .	514
8.4.6. Уточненный расчет суммарной приведенной погрешности монтажа передачи . . . . .	515

8.5. Расчет кинематического мертвого хода (КМХ) . . . . .	516
8.5.1. Расчет по методу максимума-минимума . . . . .	516
8.5.2. Расчет по вероятностному методу . . . . .	517
8.5.3. Определение КМХ, вызванного зазорами в опорах передачи . . . . .	517
8.5.4. Минимизация КМХ, вызванного зазорами в опорах, выбором оптимально-го взаимного расположения валов редуктора . . . . .	521
8.5.5. Определение КМХ передачи по методу Ф. Л. Литвина . . . . .	522
8.5.6. Выбор вида сопряжения зубчатых колес в передаче . . . . .	523
8.5.7. Расчет упругого мертвого хода . . . . .	525
8.5.8. Пример расчета КП и КМХ кинематической цепи . . . . .	528
8.6. Конструкторско-технологическое обеспечение качества приборных зубчатых передач . . . . .	532
8.6.1. Способы снижения кинематической погрешности . . . . .	533
8.6.2. Способы снижения мертвого хода . . . . .	535
8.7. Конструкторско-технологические методы обеспечения точности и жесткости узлов редуктора . . . . .	536
8.8. Методика определения степени точности зубчатых колес в передаче по нормам кинематической точности с учетом погрешностей изготовления и монтажа деталей . . . . .	537
8.8.1. Методика расчета . . . . .	538
8.8.2. Пример использования метода . . . . .	543
8.8.3. Заключение . . . . .	544
8.9. Соотношение уровней точности элементов зубчатых механизмов (условие «равноточности») . . . . .	545
8.10. Анализ и сравнение стандартов, нормирующих параметры точности зубчатых передач . . . . .	547
8.10.1. Особенности назначения контрольных параметров точности зубчатых передач в системах ГОСТ и DIN . . . . .	547
8.10.2. Сравнение показателей точности по ГОСТу и ISO . . . . .	552
Литература . . . . .	559
<b>Глава 9. Конструирование зубчатых колес и передач . . . . .</b>	<b>564</b>
9.1. Валы-шестерни . . . . .	564
9.2. Комбинированные и сборные зубчатые колеса . . . . .	571
9.3. Червяки и червячные колеса . . . . .	573
9.4. Конструирование деталей волновых передач . . . . .	576
9.4.1. Конструкции деталей волновых передач . . . . .	576
9.4.2. Особенности конструирования пластмассовых гибких колес волновых передач . . . . .	580
9.5. Конструкции зубчатых передач с компенсацией кинематического мертвого хода . . . . .	586
9.6. Особенности конструирования пластмассовых зубчатых колес . . . . .	591
9.6.1. Этапы конструирования и учет специфических свойств полимерного материала . . . . .	591
9.6.2. Общие рекомендации по конструированию . . . . .	592
9.6.3. Конструирование пластмассовых зубчатых колес с металлической арматурой . . . . .	597
9.7. Зубчатые передачи с термо- и гидрокомпенсаторами . . . . .	602
9.8. Соединение колеса с валом . . . . .	604
9.8.1. Варианты разъемных и неразъемных соединений колеса с валом . . . . .	604
9.8.2. Соединения с натягом . . . . .	606
9.9. Выполнение чертежей зубчатых колес . . . . .	619
Литература . . . . .	623

<b>Глава 10. Зубчатые передачи в приводах микромеханических систем</b> .....	625
10.1. Общие сведения о приводах МЭМС .....	625
10.1.1. Достигнутый уровень миниатюризации .....	625
10.1.2. Особенности приводов МЭМС в сравнении с полноразмерными аналогами .....	626
10.1.3. Проблемы обеспечения работоспособности .....	633
10.2. Краткий обзор технологических процессов обработки деталей микроприводов .....	635
10.2.1. Технология поверхностной микромеханики .....	636
10.2.2. Технология объемной микромеханики .....	637
10.2.3. Технологии индивидуального формообразования .....	641
10.3. Изготовление, сборка и испытания зубчатых микромеханизмов .....	647
10.4. Пример использования лазерной технологии для изготовления миниатюрных зубчатых колес .....	651
10.5. Примеры реализации приводов зубчатых микромеханизмов .....	652
Литература .....	656
<b>Глава 11. Валы и оси</b> .....	659
11.1. Классификация и назначение .....	659
11.2. Конструирование осей и валов .....	660
11.3. Расчет валов .....	663
11.3.1. Проектный расчет .....	663
11.3.2. Проверочный расчет .....	664
11.3.3. Расчет диаметра вала по условию прочности штифтового соединения .....	668
11.4. Пример расчета вала .....	668
11.5. Расчет на прочность с учетом износоусталостных повреждений .....	671
11.5.1. Определение размера поперечного сечения вала .....	671
11.5.2. Выбор материала .....	673
Литература .....	674
<b>Глава 12. Расчет и конструирование подшипниковых опор</b> .....	675
12.1. Подшипники качения .....	679
12.1.1. Выбор подшипников качения .....	679
12.1.2. Допуски и посадки подшипников качения .....	688
12.2. Подшипники скольжения .....	692
12.2.1. Конструкции и расчет подшипников скольжения .....	692
12.2.2. Допуски и посадки подшипников скольжения .....	698
12.2.3. Примеры расчета параметров подшипников скольжения по номограмме (рис. 12.10) .....	701
12.3. Выбор полимерного материала для подшипников скольжения .....	701
Литература .....	703
<b>Глава 13. Муфты</b> .....	704
13.1. Общие сведения .....	704
13.2. Муфты постоянного сцепления .....	704
13.3. Муфты сцепные управляемые .....	710
13.4. Муфты сцепные самоуправляющиеся .....	712
Литература .....	714
<b>Приложения</b> .....	715
<i>Приложение 1. Характеристики микроэлектродвигателей</i> .....	715
<i>Приложение 2. Характеристики радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников.</i> .....	718

<i>Приложение 3.</i> Значения эвольвентной функции . . . . .	729
<i>Приложение 4.</i> Геометрические параметры зубчатых колес в системе Plastic Gearing Technology . . . . .	730
<i>Приложение 5.</i> Коэффициенты перевода единиц измерения из дюймовой системы мер в метрическую (1) и обратно (2). . . . .	737
<i>Приложение 6.</i> Таблицы для вычисления статистических характеристик . . . . .	738
<i>Приложение 7.</i> Механические характеристики сталей, бронз и чугунов, применяемых для изготовления зубчатых и червячных колес. . . . .	742
<i>Приложение 8.</i> Физико-механические, теплофизические, триботехнические и технологические свойства конструкционных термопластов и композиционных материалов на их основе . . . . .	744
<i>Приложение 9.</i> Сравнение показателей точности зубчатых колес по ГОСТ и DIN . . . . .	759

Научное издание

**Старжинский** Виктор Евгеньевич  
**Шалобаев** Евгений Васильевич  
**Шилько** Сергей Викторович и др.

**ЭЛЕМЕНТЫ ПРИВОДА ПРИБОРОВ.  
РАСЧЕТ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ТЕХНОЛОГИИ**

Редактор *Г. В. Малахова*  
Художественный редактор *А. М. Гасова*  
Технический редактор *О. А. Толстая*  
Компьютерная верстка *С. Э. Былино*

Подписано в печать 20.07.2012. Формат 70×100<sup>1/16</sup>.  
Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 62,5.  
Уч.-изд. л. 52,1. Тираж 400 экз. Заказ 612.

Республиканское унитарное предприятие «Издательский дом  
«Беларуская навука». ЛИ № 02330/0494405 от 27.03.2009.  
Ул. Ф. Скорины, 40, 220141, г. Минск.

Открытое акционерское общество «Транстэкс».  
ЛП №02330/0150458 от 25.02.2009. Ул. Чапаева, 5, 220034, г. Минск.