

11496 10667

3.08.96 12226

5.09.97 17740

3.09.98 10373

1.9.99 282

27.10.00 5048

14.09.01 9190

12.02.02 8842

12033 20902

50303 14939

02 СЕН 2003 18862

190204 16932

07.09.04 32915

03.03.05 15548

Московский государственный технический университет
им. Н.Э.Баумана

Ю.А.Кокорев, В.А.Жаров, А.М.Торгов

РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Рекомендовано редсоветом МГТУ
в качестве учебного пособия

Под редакцией В.Н.Баранова



Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана

1995

Рецензенты: О.Ф.Тищенко, Ю.А.Мишин

К59 Кокорев Ю.А., Жаров В.А., Торгов А.М. Расчет электро-механического привода: Учеб. пособие / Под ред. В.Н.Баранова. - М.: Изд-во МГТУ, 1995. - 132 с., ил.

Приведены основные сведения и рекомендации по расчету сложных электро-механических приводов различного назначения. Большое внимание уделено расчету ЭМП на точность. Даны примеры кинематического, силового, прочностного и точностного расчетов, а также необходимый справочный материал.
Для студентов 2-3 курсов.

Ил. 8. Табл. 10. Библиогр. 32 назв.

ББК 34.9

Редакция заказной литературы

Юрий Алексеевич Кокорев
Виктор Анатольевич Жаров
Антонин Михайлович Торгов

Расчет электро-механического привода

Редактор Н.Г.Ковалевская

Корректор Д.И.Малютина

© МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1995.

Подписано в печать 03.05.95. Формат 60x84/16. Бумага тип. № 2.
Печ.л. 8,25. Усл.печ.л. 7,67. Уч.-изд.л. 7,43.
Тираж 1000 экз. Изд. № 171 Заказ № 24 С 6:57

Издательство МГТУ, типография МГТУ,
107005, Москва, 2-я Бауманская, 5.

Электро-механические приводы (ЭМП), состоящие из двигателя и механической передачи, широко применяются в медицинской и вычислительной технике, радиоэлектронной и оптико-механической аппаратуре, измерительных устройствах, системах автоматики и робототехники, а также в других устройствах для передачи движения на исполнительный орган (нагрузку). Широкие функциональные возможности, точность и надежность ЭМП обеспечивают устойчивый интерес разработчиков к ним. Совершенство конструкции ЭМП во многом зависит от того, насколько правильно выбраны и рассчитаны элементы привода. В настоящем пособии приводятся методики, позволяющие осуществить рациональный подбор двигателя, схемных элементов и рассчитать элементы его конструкции, обеспечивающие функционирование в соответствии с требованиями задания.

Материалы пособия расположены в той последовательности, в которой следует разрабатывать ЭМП, и в виде, удобном для широкого применения ЭВМ.

Пособие содержит только самые необходимые материалы по проектированию ЭМП. Ограниченный объем книги не позволил рассмотреть вопросы применения ЭВМ при разработке ЭМП. В случае необходимости разработчик может воспользоваться методическими указаниями, алгоритмами и программами, приведенными в [4, 6, 8, 13, 17, 19...21, 23, 28, 30, 31].

Глава I. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Исходными данными для проектного расчета являются: назначение, конструктивное оформление, параметры нагрузки и условия эксплуатации ЭМП. Основные этапы расчета следующие: 1) выбор электродвигателя; 2) кинематический расчет; 3) силовой расчет; 4) расчет на прочность; 5) геометрический расчет и конструирование ЭМП.

1.1. Выбор электродвигателя для ЭМП

Выбор электродвигателя обычно осуществляется в два этапа: сначала устанавливают возможные для применения типы двигателей, а затем из намеченных типов подбирают конкретный двигатель для разрабатываемого ЭМП.

1.1.1. Определение типа (серии) электродвигателя

Для установления типа электродвигателя необходимо проанализировать требования к ЭМП, указанные в задании, и составить перечень требований, предъявляемых к эксплуатационным и электро-механическим параметрам двигателя. В этот перечень включают следующие требования:

1. К управляемости электродвигателя (регулируемый, нерегулируемый).

2. К режиму работы двигателя (нерегулируемый длительного действия, кратковременный, следящий).

3. К механической характеристике двигателя и нагрузочным характеристикам ЭМП (максимальный статический момент, момент инерции), их поведению при работе ЭМП (изменяются или не изменяются).

4. К частоте вращения двигателя (для нерегулируемых двигателей — требование к стабильности вращения, для регулируемых — диапазон регулирования) и быстродействию.

5. К электрическим параметрам двигателя: току (постоянный, переменный), значению питающего напряжения и частоте (при переменном токе) и их допустимым отклонениям.

6. К долговечности, габаритам, массе, стойкости к механическим и климатическим воздействиям (вибрациям, влажности, давлению, температуре), бесшумности, помехозащищенности и т.д., а также к обслуживанию, рабочему положению двигателя и способу его крепления в ЭМП.

Установленные требования к электро-механическим и другим параметрам двигателя ранжируются разработчиком по степени важности, а затем методом последовательного перебора этих требований и параметров реальных двигателей по справочным данным (см. приложение I) устанавливают приемлемые типы (серии) двигателей.

В процессе поиска можно руководствоваться следующими основными рекомендациями. Для нерегулируемого привода целесообразно применять наиболее простые и надежные в эксплуатации дви-

гатели общего назначения. Эти двигатели обычно работают в номинальном режиме и во включенном состоянии их скоростью не управляют. При подборе двигателя для работы в режиме длительного действия в первую очередь следует обратить внимание на двигатель с большим ресурсом работы, высоким КПД и с желательным видом механической характеристики. Если режим работы ЭМП кратковременный или повторно-кратковременный, то следует отдать предпочтение двигателям с большими пусковыми моментами.

Для привода с повышенными требованиями к стабильности частоты вращения применяют синхронные двигатели или двигатели постоянного тока с регуляторами или стабилизаторами частоты вращения.

В дискретных системах автоматического и программного управления, настройки, в счетно-решающих устройствах, лентопротяжных и других устройствах можно применять шаговые двигатели. Они хорошо сочетаются с цифровыми системами управления. В ряде случаев применение шагового двигателя позволяет снизить требования к схеме автоматического управления и повысить надежность ЭМП. Управление шаговыми двигателями осуществляется по командам, подаваемым со специального коммутатора.

Если разрабатываемый привод относится к следящим (управляемым), то применяют исполнительные (управляемые) двигатели. Поскольку для следящих приводов наиболее характерны частые пуски, реверсы, остановки и изменение скорости, для ЭМП следует применять двигатели с "мягкой" характеристикой, с малым значением электро-механической постоянной и требуемым диапазоном регулирования. Наиболее часто для следящих приводов применяют асинхронные двигатели и двигатели постоянного тока.

Асинхронные двигатели обладают следующими достоинствами: малым моментом инерции ротора, высоким быстродействием, широким диапазоном регулирования ($n_{\max}/n_{\min} = 100 \dots 200$), бесшумностью работы. Недостатком этого типа двигателей являются низкий КПД, большая масса и габариты (в 2...4 раза больше, чем у двигателей с короткозамкнутым ротором), а также малая кратность максимального момента ($M_{\max}/M_{\text{ном}} = 1,2 \dots 2,5$, где M_{\max} и $M_{\text{ном}}$ — максимальный и номинальный моменты электродвигателя).

Электродвигатели постоянного тока по сравнению с двигате-

лями переменного тока имеют более высокий КПД и большую кратность пускового момента M_n ($M_n / M_{ном} = 3 \dots 10$), меньшие габариты и массу. С учетом этих достоинств разработчику рекомендуется рассмотреть возможность применения двигателя постоянного тока даже при наличии питающей сети переменного тока, предусмотрев в электрической схеме выпрямитель. Основным недостатком двигателей постоянного тока является наличие коллектора, что ограничивает их применение из-за возникновения искрения (по этой причине такие двигатели нельзя применять во взрывоопасной среде) при скольжении щеток по пластинам коллектора; это создает радиопомехи, а также вызывает необходимость периодического осмотра и ремонта. Применение бесколлекторных двигателей постоянного тока (с полупроводниковым коммутатором) позволяет устранить указанные недостатки.

Исполнительные двигатели при соответствующем включении могут использоваться как двигатели общего назначения. Последние не могут выполнять функции исполнительных двигателей.

Уже на этом этапе выбора нужно учесть требования, предъявляемые к двигателю, а именно: его габариты и условия эксплуатации, рабочее положение, способ его установки, крепления и соединения с элементами привода.

С учетом паспортных данных и требований к параметрам двигателей намечают необходимую серию двигателей для дальнейшего применения.

1.1.2. Выбор типоразмера электродвигателя

Конкретный двигатель из намеченной серии выбирает с учетом расчетной (потребной) мощности двигателя, которая должна быть достаточна для перемещения нагрузки (рабочего элемента) в соответствии с ТЗ. Порядок определения расчетной мощности двигателя P_p зависит от параметров нагрузки (статической и динамической) и компоновочной схемы ЭМП, которая условно может быть выполнена в четырех основных вариантах независимо от пространственной ориентации элементов ЭМП.

Вариант I (рис. 1а). ЭМП имеет один выход. В этом случае расчетную мощность электродвигателя определяют по формуле

$$P_p = \frac{P_n}{\eta_0}, \quad (I)$$

где P_n — мощность нагрузки на выходном валу; η_0 — КПД цепи двигатель — нагрузка.

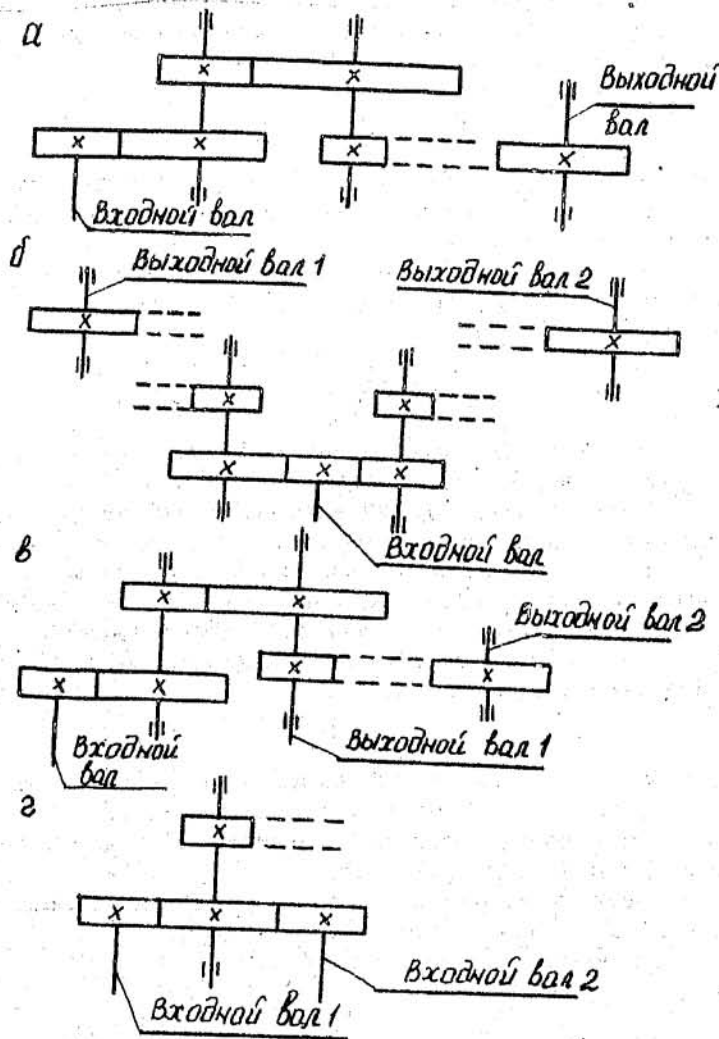


Рис. 1

Вариант 2 (рис. 1б). ЭМП имеет несколько выходных валов с параллельным разветвлением потока мощности. Для схемы с двумя выходными валами

$$P_p = \frac{P_{n1}}{\eta_1} + \frac{P_{n2}}{\eta_2}, \quad (2)$$

где P_{n1} , P_{n2} - мощности нагрузок первого и второго потоков соответственно; η_1 , η_2 - КПД механизмов первого и второго потоков соответственно.

Вариант 3 (рис. 1в). ЭМП имеет единую кинематическую цепь с несколькими выходными валами. Для случая с двумя выходными валами

$$P_p = \left(\frac{P_{n2}}{\eta_{1-2}} + P_{n1} \right) / \eta_1, \quad (3)$$

где η_{1-2} - КПД це и между выходными валами; η_1 - КПД цепи двигателя - первый выходной вал.

Вариант 4 (рис. 1г). ЭМП имеет кинематическую цепь, которая может быть выполнена по любому из указанных выше вариантов. Отличие заключается в том, что в приводе используются два двигателя, работающие на одну нагрузку. Это позволяет повысить надежность ЭМП, снизить его габариты и стоимость (до 20 %). Расчетная мощность нагрузки на валу двигателя P'_p для рассматриваемого варианта

$$P'_p = \xi_1 P_p, \quad (4)$$

где P_p - расчетная мощность нагрузки, определяемая по формулам (1)-(3) в зависимости от схемы механизма (рис. 1а-в);

ξ_1 - коэффициент, учитывающий совместную работу двигателей на одну нагрузку, $\xi_1 = 0,52 \dots 0,55$.

Расчетную мощность нагрузки P_n в ваттах (при постоянной статической нагрузке) определяют по формулам:

при вращательном движении выходного звена

$$P_{ni} = M_{ci} \omega_{ni} = M_{ci} \frac{\pi n_{ni}}{30}; \quad (5)$$

при поступательном движении выходного звена

$$P_{ni} = F_{ni} \cdot V_i, \quad (6)$$

где M_{ci} - момент нагрузки на i -м выходном звене (валу),

Н·м; ω_{ni} - угловая скорость вращения i -го выходного звена, рад/с; n_{ni} - частота вращения i -го выходного звена (вала), об/мин*; F_{ni} - усилие на i -м выходном звене, Н; V_i - скорость движения i -го выходного звена, м/с.

Если нагрузка на выходном звене меняется по некоторому закону, то определение расчетной мощности проводят, пользуясь методом эквивалентного момента. Значение эквивалентного момента определяют по формуле

$$M_g = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + \dots + M_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n}}, \quad (7)$$

где M_1, \dots, M_n - значения моментов нагрузок в периоды времени t_1, \dots, t_n .

В случае непрерывного изменения моментов нагрузок эквивалентный момент

$$M_g = \sqrt{\frac{1}{t_\Sigma} \int_0^{t_\Sigma} M^2(t) dt}, \quad (8)$$

где t_Σ - общее время цикла изменения момента.

После определения эквивалентного момента моментов нагрузок по формулам (7) или (8) находят расчетную мощность двигателя, подставляя в формулу (5) вместо M_c значение M_g .

При предварительных расчетах значениями КПД цепей необходимо задаться, поскольку до выбора типоразмера двигателя невозможно определить передаточное отношение кинематических цепей двигатель - выходные валы и наметить схемотехнический состав ЭМП, а следовательно, КПД цепей определить невозможно. Поэтому разработчик должен предварительно выбрать КПД разрабатываемого ЭМП. Рекомендуется принимать значения КПД цепей ориентировочно в пределах 0,5...0,95, причем, чем меньше предполагаемое передаточное отношение цепи и больше момент нагрузки, тем большим η_0 следует задаться.

По найденному значению расчетной мощности P_p подбирают конкретный двигатель из намеченной серии, учитывая справочные

* Здесь и далее частота вращения в оборотах в минуту (об/мин).

данные двигателей. При этом следует выдерживать условие

$$\frac{P_T}{P_p} = \xi, \quad (9)$$

где P_T - мощность двигателя по паспортным данным; ξ - коэффициент запаса, учитывающий динамичность внешней нагрузки, неустойчивость напряжения питания, отклонения условий эксплуатации от расчетных. Рекомендуется для нерегулируемого привода и постоянной статической нагрузки принимать $\xi = 1,05 \dots 1,1$; при переменной нагрузке $\xi = 1,1 \dots 1,6$ (тем больше, чем больше разброс моментов); для приводов с заданным временем разгона и для следящих приводов обычной точности $\xi = 1,2 \dots 2,5$, для точных следящих приводов $\xi = 2,5 \dots 5$ (10).

Если в паспортных данных двигателя отсутствует значение мощности P_T , то его можно определить ориентировочно по формуле (5), подставляя вместо M_c и n_n номинальные значения момента и частоты вращения вала двигателя, выбранные по паспортным данным.

1.2. Разработка кинематических схем механизмов ЭМП

1.2.1. Определение общих передаточных отношений кинематических цепей

Поскольку предварительно двигатель выбран, можно рассчитать передаточное отношение i_0 цепи двигатель - i -й выходной вал:

$$i_0 = \frac{n_{дв}}{n_{ni}}, \quad (10)$$

где n_{ni} - частота вращения i -го выходного вала, об/мин.

В ряде заданий n_n задана непосредственно, а в остальных она задана в неявном виде и ее надо определить.

Вариант 1. Задана угловая скорость выходного вала ω_n в радианах в секунду. Тогда

$$n_n = 30 \omega_n / \pi. \quad (11)$$

Вариант 2. Задана линейная скорость V перемещения выходного звена в миллиметрах в секунду. Тогда

$$n_n = 60 V / \pi d, \quad (12)$$

где d - диаметр делительной окружности колеса реечной передачи, диаметр ведущего вала лентопротяжного механизма, мм.

Вариант 3. Заданы угол поворота выходного вала φ_n в градусах и время этого поворота t в секундах. Тогда при равномерном движении

$$n_n = \varphi_n / 6t. \quad (13)$$

Вариант 4. Задана частота вращения одного выходного вала n_{n1} и передаточное отношение между выходными валами i_{12} . Тогда частота вращения другого выходного вала

$$n_{n2} = n_{n1} / i_{12}. \quad (14)$$

1.2.2. Выбор схематехнического состава ЭМП

Требуемое передаточное отношение кинематических цепей i_0 можно реализовать с помощью разных схематехнических элементов. От того насколько рационально выбраны эти элементы, во многом зависит эффективность разрабатываемого ЭМП. При выборе схемы и схематехнического состава ЭМП учитывают: закон, вид и характер движения выходного звена (по виду движения могут быть вращательными, поступательными, сложными, а по характеру - непрерывными, реверсивными, с остановками); общие передаточные отношения цепей ЭМП; параметры нагрузки; требуемую точность; заданную компоновочную схему ЭМП; условия эксплуатации и долговечности; технологичность и экономические факторы. Из-за многообразия факторов, подлежащих учету, многие из которых не поддаются простому математическому описанию, система выбора схемы и схемных элементов пока не разработана. Поэтому разработчик анализирует исходные данные и определяет те, которые являются наиболее критичными для рассматриваемого задания и ранжирует их по степени важности. Затем с помощью метода перебора известных элементарных передач определяет необходимые типы передач и схемных элементов для ЭМП. Например, для ввода в герметизированное пространство необходимо использовать волновой зубчатый редуктор (ВЗР); для обеспечения поступательного движения выходного звена - реечную или винтовую передачу; для компоновочной схемы, в которой входной и выходной валы должны располагаться под углом друг к другу - червячную, коническую или цилиндро-коничес-

кую передачи; при повышенных требованиях к плавности и бесшумности передачи — червячную или косозубую передачи; для передачи на значительные расстояния — ремennую или зубчато-ремennую передачу; при параллельном расположении входного и выходного валов применяют цилиндрические передачи. Учитывая достоинства цилиндрических передач (высокую точность, технологичность и др.), разработчик должен рассмотреть возможность их применения в первую очередь.

Если возникает неоднозначность в выборе схемных элементов, то следует проанализировать целесообразность их выбора с учетом дополнительных требований (например, стоимости, технологичности конструкции, КПД, точности). Для намеченных схемных элементов следует назначить передаточное отношение.

Исходя из опыта конструирования редукторов можно принять следующие передаточные отношения в одной ступени: для волновой передачи $i_{\text{в}} = 50 \dots 250$, для червячной $i_{\text{ч}} = 8 \dots 80$; для конической $i_{\text{к}} = 1 \dots 3$, для ремennой $i_{\text{р}} = 1 \dots 12$; для цилиндрической передачи внешнего зацепления $i_{\text{ц}} = 1 \dots 5$; для планетарной $i_{\text{пл}} = 3 \dots 1500$ (в зависимости от схемы). Более подробные сведения о назначениях, типах и свойствах элементарных передач даны в [6, 8, II, I3, I5, I7, 22-24].

После выбора и назначения передаточных отношений схемных элементов определяют произведение передаточных отношений этих элементов $\prod i_i$ и сравнивают его с передаточным отношением рассматриваемой цепи i_0 и в случае необходимости добавляют (уменьшают) некоторое число схемных элементов или увеличивают (уменьшают) ранее назначенные передаточные отношения элементарных передач, исходя при этом из необходимости выполнения условия

$$i_0 = \prod_{i=1}^n i_i, \quad (15)$$

где i_i — передаточное отношение i -го схемного элемента.

Отдельные ступени механизма должны работать так же, как весь механизм в целом — на замедление или ускорение, что обеспечивает меньшее число ступеней, а следовательно, меньшие габариты и мертвый ход привода.

Одновременно с выбором схемных элементов решается задача рационального размещения их в кинематической цепи, при этом учитывают требования компоновки привода, точности, КПД, габаритов,

долговечности и т.д. Например, в ЭМП, включающем ВЗР, на первых ступенях применяют цилиндрические или планетарные передачи для понижения частоты вращения генератора ВЗР до 3000 об/мин и ниже. При такой компоновке долговечность ЭМП достигает сотен часов вместо десятков.

В зубчато-червячном ЭМП размещение червячной передачи в начале кинематической цепи нецелесообразно из-за ее более низкого КПД по сравнению с зубчатыми передачами. В редукторах элементы с большими передаточными отношениями размещают в конце кинематической цепи. При разработке ЭМП с несколькими выходными валами с целью уменьшения числа схемных элементов и упрощения конструкции рекомендуется частичное или полное совмещение кинематических цепей.

Для ряда ПУ, например приборов времени и управления, звукозаписывающей и киносъёмочной аппаратуры и других, необходимо обеспечить не только требуемые скорости перемещения выходных звеньев, но и направления этих перемещений. При разработке кинематических схем, выборе типов и числа схемных элементов подобных устройств исходят из необходимости выполнения условия

$$\pm i_0 = (-1)^k \prod_{i=1}^n i_i, \quad (16)$$

где k — число элементарных передач, передаточное отношение которых имеет знак минус.

Значение i_0 рассчитывают по формуле (10). Знак передаточного отношения назначают в зависимости от направления вращения вала двигателя и выходного вала ЭМП: при вращении в одну сторону — знак "плюс", в разные — знак "минус".

1.2.3. Расчет кинематических параметров многоступенчатых зубчатых механизмов с цилиндрическими колесами*

При проектировании ЭМП на базе цилиндрических колес требуемое передаточное отношение i_0 можно реализовать различными способами. Выбор того или иного способа зависит от требований, предъявляемых к конструкции. Если среди этих требований есть заданное или доминирующее, то задача проектирования упрощается, поскольку существуют методики расчета по отдельным критериям:

* Материал подготовлен А.М.Торговым.

минимизации суммарного межосевого расстояния, приведенного момента инерции, массы, погрешностей и др.

При проектировании по указанным критериям определяют число ступеней в разрабатываемом механизме и передаточное отношение каждой ступени.

Приводимые ниже расчетные соотношения получены для нулевых зубчатых колес при условии, что прочностные характеристики материалов зубчатых колес и шестерен близки между собой, числа зубьев шестерен одинаковы, коэффициент полезного действия зубчатой передачи близок к единице, отношение нагруженной ширины зубчатого венца к модулю для всех передач — постоянная величина. Если эти условия не соблюдаются, то полученные результаты расчетов будут приближенными. Расчетные соотношения для n и i даны для равномодульных и равнопрочных передач. У равнопрочных передач одинаковые максимальные изгибные или контактные напряжения. Равномодульные передачи чаще используются в слабонагруженных механизмах, когда расчетные значения модулей оказываются очень малыми и их приходится округлять до некоторого постоянного значения (0,2...0,3 мм).

Проектирование механизма по критерию минимизации суммарного межосевого расстояния редуктора. Разработка механизма по этому критерию позволяет получить компактную конструкцию в плане, т.е. в плоскости зубчатых колес.

Суммарное межосевое расстояние n -ступенчатого редуктора равно (рис. 2а)

$$\sum_{i=1}^n \alpha_i = \frac{1}{2} m_1 (z_1 + z_2) + \dots + \frac{1}{2} m_n (z_{2n-1} + z_{2n}),$$

где m — модуль передачи; z_1, z_2, \dots, z_{2n} — числа зубьев шестерни (колеса); α_i — межосевое расстояние.

Возможны два варианта разбиения передаточного отношения по ступеням: а) при условии равнопрочности колес; б) при условии равенства модулей всех передач (равномодульные передачи).

При расчете по критерию равнопрочности число ступеней определяют как

$$n = 1,436 \lg i_0. \quad (I7)$$

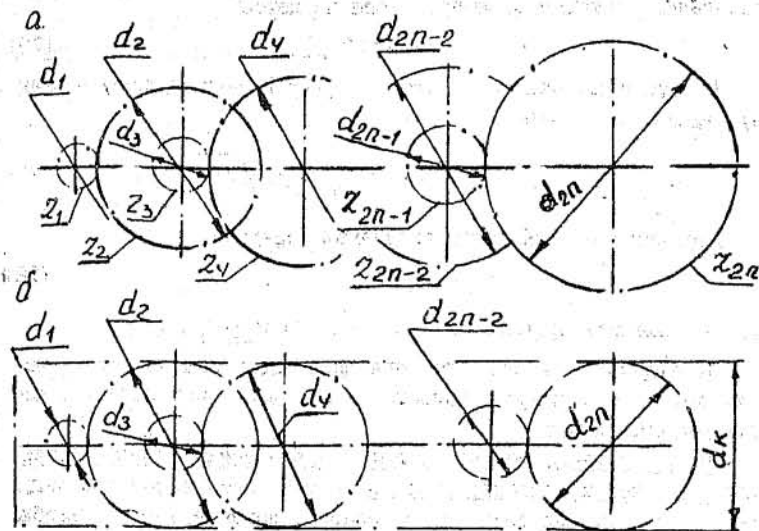


Рис. 2

Для равномодульных передач

$$n = 1,85 \lg i_0. \quad (I8)$$

Передаточные отношения ступеней рассчитывают по формуле

$$i = i_1 = i_2 = \dots = i_n = \sqrt[n]{i_0}. \quad (I9)$$

Особенностью расчета является получение в ряде случаев большого размера выходного колеса.

Проектирование редуктора по критерию минимизации суммарного линейного расстояния при равнопрочности на изгиб. Под суммарным линейным расстоянием n -ступенчатого редуктора понимается следующая величина (см. рис. 2а):

$$A_n = \frac{d_1}{2} + \sum_{i=1}^n \alpha_i + \frac{d_{2n}}{2},$$

где d_1, d_{2n} — диаметры делительных окружностей I-го и последнего колес редуктора.

Приводимые ниже зависимости для n и i получены при ис-

пользовании критерия равнопрочности на изгиб

$$n = 1,482 \lg(2i_0). \quad (20)$$

Передаточные отношения элементарных передач (кроме последней) определяются как

$$i_1 = i_2 = \dots = i_{n-1} = \sqrt[n]{2i_0}. \quad (21)$$

Передаточное отношение последней передачи

$$i_n = i_1/2. \quad (22)$$

При расчете принято $\alpha_1 = \alpha_3 = \dots = \alpha_{2n-1}$.

Необходимо отметить, что при проектировании по этому критерию получают размеры выходного колеса несколько меньшие, чем в предыдущем случае.

Проектирование редуктора при условии минимизации площади зубчатых колес и равнопрочности на изгиб. Проектирование редуктора по данному критерию целесообразно, когда возникает необходимость размещения конструкции в ограниченном по площади пространстве.

Суммарная площадь n -ступенчатого редуктора (при $\alpha_1 = \alpha_3 = \dots = \alpha_{2n-1}$)

$$S_n = \frac{\pi \alpha_1^2}{4} (m_1^2 i_1^2 + m_2^2 i_2^2 + \dots + m_n^2 i_n^2).$$

Число ступеней рассчитывают по формуле

$$n = 3,786 \lg i_0. \quad (23)$$

Передаточные отношения ступеней рассчитывают по формуле (19).

Проектирование редуктора при условии равенства делительных окружностей колес и равнопрочности на изгиб. По данному критерию разрабатывают мощные силовые редукторы. Особенностью конструкций этих редукторов является размещение осей зубчатых колес в одной плоскости. Расчет параметров редуктора осуществляют при условии равнопрочности колес на изгиб (рис. 26).

Число ступеней определяют по формуле

$$n = \lg \left(\frac{\lg(i_1^5/i_0)}{\lg i_1^3} \right) \cdot \frac{1}{\lg(2/3)}. \quad (24)$$

Значение передаточного отношения i_1 следует предварительно назначать из условия $i_1^5 > i_0$. После вычисления n определяют точное значение

$$i_1 = i_0^{\frac{1}{3[1-(2/5)^n]}} \quad (25)$$

и рассчитывают передаточное отношение остальных ступеней по формуле

$$i_k = i_{k-1}^{2/3}. \quad (26)$$

Проектирование редуктора по критерию минимизации приведенного момента инерции. Проектирование по данному критерию проводят, когда необходимо обеспечить максимально возможное быстрое действие.

Число ступеней определяют по формуле

$$n = C_1 \lg i_0. \quad (27)$$

Значение коэффициента C_1 выбирают при равнопрочности на изгиб по табл. I, а для равнодульных передач рассчитывают по формуле

$$C_1 = 1/\lg \sqrt{1 + \sqrt{1 + \frac{K_1}{K_2}}}. \quad (28)$$

Коэффициенты K_1 и K_2 учитывают зависимость моментов инерции шестерни и колеса от их конструктивного оформления. Значения K_1 и K_2 назначают одинаковыми для всех шестерен и колес ЭМП и выбирают согласно рис. 3; большие значения коэффициентов назначают для слабонагруженных передач.

Таблица I

Значения коэффициента C_1

K_1/K_2	C_1	K_1/K_2	C_1	K_1/K_2	C_1
1,0	3,88	3,5	2,99	6,0	2,62
1,5	3,59	4,0	2,89	6,5	2,57
2,0	3,40	4,5	2,81	7,0	2,52
2,5	3,23	5,0	2,74		
3,0	3,10	5,5	2,68		

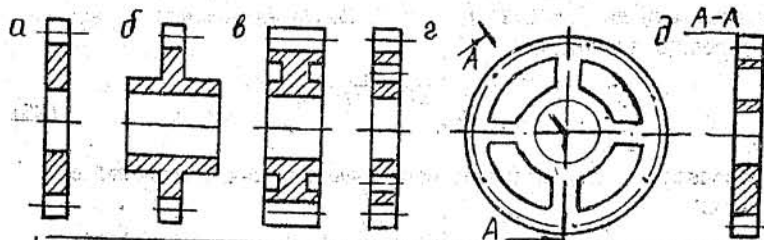


СХЕМА	а	б	в	г	д
K_2	0,9 - 1,0	1 - 1,3	0,65 - 0,86	0,9 - 0,96	0,6 - 0,8
K_4	0,6 - 0,98	1,1 - 1,5	0,5 - 0,75	0,7 - 0,9	0,44 - 0,68

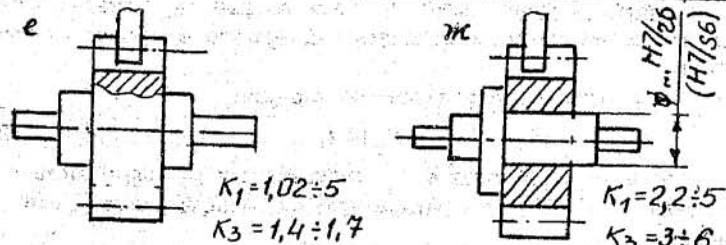


Рис. 3

Передаточные отношения ступеней равномодульных и равнопрочных передач определяют по формуле (19)*.

✓ Проектирование редуктора при условии минимизации массы. Проектирование редуктора по данному критерию проводят, когда предъявляют жесткие требования к его массе, например переносные изделия.

Число ступеней в этом случае определяют по формуле

$$n = C_2 \lg i_0 \quad (29)$$

* На практике широко применяют и другие способы разбиения i_0 по ступеням: по геометрической, арифметической прогрессии или экспоненциальному закону, причем $i_1 < i_2 < i_3$. При таком разбиении уменьшается момент инерции и повышается точность механизма. Разработаны номограммы для определения передаточных отношений ступеней [5, 24] (см. пример 2) (Примеч. Ю.К.).

Значение коэффициента C_2 определяют для равнопрочных передач на изгиб по формуле

$$C_2 = 1 / \lg \left(1 + \sqrt{1 + \frac{K_3}{K_4}} \right), \quad (30)$$

для равномодульных передач - по табл. 2.

Таблица 2

Значения коэффициента C_2

K_3/K_4	C_2	K_3/K_4	C_2	K_3/K_4	C_2
0,5	3,95	4,5	2,59	8,5	2,22
1,5	3,32	5,5	2,47	9,5	2,16
2,5	2,99	6,5	2,37		
3,5	2,77	7,5	2,29		

Коэффициенты K_3 и K_4 учитывают зависимость масс шестерни и колеса от их конструктивного оформления. Значения K_3 и K_4 назначают одинаковыми для всех шестерен и колес ЭМП и выбирают согласно рис. 3; большие значения коэффициентов назначают для слабонагруженных передач.

Проектирование редуктора при условии минимизации погрешностей. Если критерием расчета задана минимизация погрешностей ЭМП, то назначают максимальное передаточное отношение одной ступени i в пределах от 7,5 до 10 и определяют число ступеней редуктора по формуле

$$n = \lg i_0 / \lg i \quad (31)$$

Полученное значение n округляют до целого числа в большую сторону. После этого назначают передаточные отношения последней и предпоследней ступеней одинаковыми и равными принятому значению i . Передаточные отношения остальных ступеней редуктора определяют с учетом дополнительных требований к ЭМП и выполнения условия (15).

Проектирование мультипликатора по критерию минимизации суммарного межосевого расстояния. Число ступеней подчитывают по следующим формулам:

для равнопрочных зубчатых передач

$$n = -1,436 \lg i_0, \quad (32)$$

для равномодульных передач

$$n = -1,85 \lg i_0. \quad (33)$$

Передаточные отношения ступеней находят по формуле (19).

Проектирование мультипликатора по критерию минимизации суммарного линейного расстояния при равнопрочности передач на изгиб. Число ступеней

$$n = -1,482 \lg \left(\frac{i_0}{2} \right). \quad (34)$$

Передаточные отношения ступеней

$$i_2 = i_3 = \dots = i_n = \sqrt[n]{\frac{i_0}{2}}; \quad i_1 = 2 i_2. \quad (35)$$

Проектирование мультипликатора при условии минимизации площади зубчатых колес и равнопрочности на изгиб. Число ступеней мультипликатора

$$n = -3,786 \lg i_0. \quad (36)$$

Передаточные отношения ступеней подсчитываются по формуле (19).

Проектирование мультипликатора по критерию минимизации приведенного момента инерции. Число ступеней мультипликатора

$$n = -C_1 \lg i_0. \quad (37)$$

При равнопрочных передачах значение C_1 определяют из табл. 1, а для равномодульных - по формуле (28).

Значения коэффициентов K_1 и K_2 выбирают согласно рис. 3. Передаточные отношения ступеней подсчитывают по формуле (19).

Проектирование мультипликатора при условии минимизации массы. Число ступеней подсчитывают по формуле

$$n = -C_2 \lg i_0. \quad (38)$$

Для равнопрочных передач C_2 находят по формуле (30), а для равномодульных - из табл. 2. Значения коэффициентов K_3 и K_4 выбирают согласно рис. 3.

Проектирование мультипликатора при условии минимизации напряженности. Число ступеней рассчитывают по формуле (31).

Наименьшее передаточное отношение одной ступени выбирают в про-

делах от 1/10 до 1/7,5. Оно устанавливается для входных ступеней мультипликатора. Передаточные отношения остальных ступеней должны обеспечивать заданное значение i_0 /см. уравнение (15)/.

1.2.4. Планетарные передачи

Планетарные передачи широко распространены благодаря большим кинематическим возможностям, малым габаритам и массе, большей плавности хода и меньшему шуму по сравнению с цилиндрическими передачами. Наиболее распространенные типы элементарных планетарных передач приведены на рис. 4. Однорядный механизм (рис. 4а) имеет малые осевые габариты. Рациональное передаточное отношение для этого механизма $i_{1H}^5 = 1 + \alpha_3 / \alpha_1 = 2,3 \dots 9$ при КПД механизма $\eta = 0,96 \dots 0,98$. Передаточное отношение двухрядного планетарного механизма со смешанным зацеплением (рис. 4в) $i_{1H}^5 = 1 + \alpha_2 \alpha_3 / \alpha_1 \alpha_2' = 7 \dots 16$ при $\eta = 0,92 \dots 0,96$.

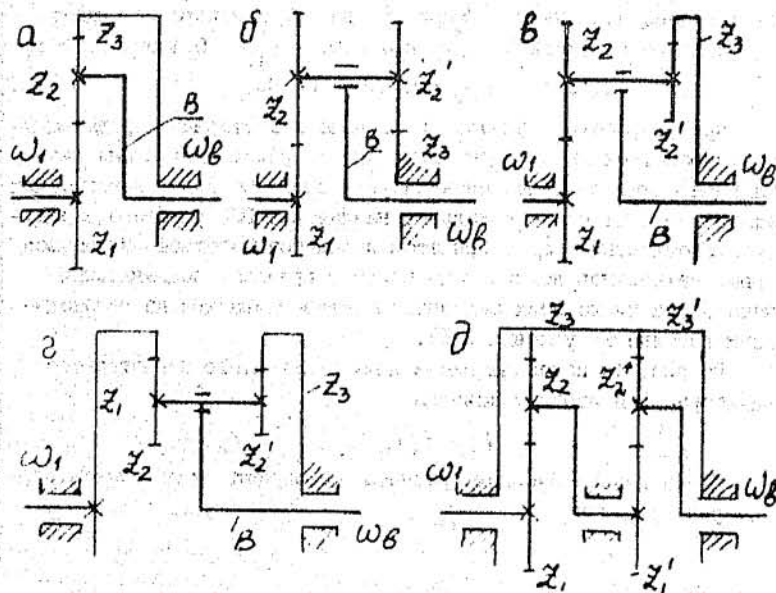


Рис. 4

Эти механизмы работают как редукторы при ведущем колесе α_1 . Их применяют в следящих системах, самопишущих приборах, в силовых приводах РЭА, ОЭП, а также в качестве встроенных редукторов электроприводов.

Механизмы с двумя внешними и двумя внутренними зацеплениями используют в отсчетных устройствах, механизмах ручной настройки аппаратуры и других подобных устройствах, где получение высокого КПД отходит на второй план. Эти механизмы работают как редукторы при ведущем водиле. Для них $i_{n1}^3 = 32 \dots 100$

(i_{\max} до 1500 и более при $\eta = 0,08 \dots 0,001$) при $\eta = 0,8 \dots 0,9$. Механизм с внутренним зацеплением имеет лучшие характеристики, чем механизм с внешним зацеплением. Передаточные отношения механизмов, приведенных на рис. 4б, г, рассчитывают по формуле

$$i_{n1}^3 = \alpha_1 \alpha_2' / (\alpha_1 \alpha_2' - \alpha_2 \alpha_3)$$

Отметим, что один и тот же планетарный механизм может воспроизводить разные передаточные отношения в зависимости от того, какое колесо закреплено. Например, для однорядного механизма Дрейфа можно получить $i_{1n}^3 = 2,3 \dots 9$; $i_{n1}^3 = 0,445 \dots 0,111$; $i_{3n}^1 = 1,77 \dots 1,125$; $i_{n3}^1 = 0,565 \dots 0,888$.

При разработке приводов на основе планетарных передач можно руководствоваться общими принципами, рекомендованными для цилиндрических передач: сначала устанавливают типы элементарных механизмов и их число исходя из назначения ЭМП и общего передаточного отношения i_0 . При этом передаточные отношения элементарных механизмов должны находиться в пределах рациональных значений, а число этих механизмов устанавливается из необходимости выполнения условия (15).

На рис. 4д показана схема двухступенчатого планетарного редуктора. Для этого механизма

$$i_0 = i_1 i_2$$

После кинематического расчета определяют числа зубьев элементарных передач.

1.2.5. Определение чисел зубьев элементарных передач

Для всех передач предварительно назначают числа зубьев α_1 всех шестерен с учетом типа, требований точности, габаритов передач, условий изготовления и эксплуатации.

Для цилиндрических зубчатых, реечных и планетарных передач с нулевыми колесами внешнего зацепления α_1 выбирают в диапазоне 17...28, причем для малогабаритных передач назначают α_1 ближе к нижнему пределу, для высокоточных — ближе к верхнему (табл. 3).

Таблица 3

Рекомендуемые числа зубьев колес цилиндрических и червячных передач*

1-й ряд предпочтительный	2-й ряд
14-22, 24-26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 60, 63, 67, 70, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 106, 112, 118, 125, 132, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200	8-13, 23, 27, 29, 31, 33, 35, 37, 39, 41, 43, 44, 46, 49, 51, 52, 54, 55, 58, 59, 61, 62, 64-66, 68, 69, 72-74, 78, 81-84, 87, 88, 92, 96, 98, 102-105, 108-110, 114-117, 120, 122, 126, 128, 130, 135, 144, 145, 155, 156, 165, 168, 175, 176, 185, 189, 192, 195, 198

* Для прямозубых конических колес

α_1	12	13	14	15	16	17
α_2	30	26	20	19	18	17

Для зубчатых передач с внутренним зацеплением назначают минимальное число зубьев колеса $\alpha_{\min} \geq 85$, а для шестерни $\alpha_{\min} = 20$.

Для конических передач с межосевым углом $\Sigma = 90^\circ$ минимальное число зубьев выбирают в соответствии с табл. 3.

Для точных червячных передач применяют однозаходные червяки ($\alpha_1 = 1$). При этом желательно, чтобы минимальное число зубьев

ев червячного колеса z_2 было не менее 28. Для уменьшения габаритов передачи за счет назначения $z_1 < z_{\min}$ используют корригированные колеса.

В приборостроении при высотном корригировании наиболее часто шестерня нарезается с положительным смещением ($x_1 > 0$), а колесо — с отрицательным ($x_2 < 0$). Для них суммарный коэффициент смещения $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0$. Эти передачи называют равносмещенными. Высотное корригирование может быть применено при условии $z_1 + z_2 \geq 32$ и $z_2/z_1 \geq 3$. Значение коэффициента смещения x для передачи выбирают из условия $x_{\min} < x < x_{\max}$. Минимальное значение коэффициента смещения при угле зацепления $\alpha = 20^\circ$ определяют по формуле $x_{\min} = (17 - \alpha_1)/17$. Для коэффициента смещения x рекомендуется принимать значения ± 0.3 или ± 0.5 .

Число зубьев ведомых колес для редукторов

$$z_2 = z_1 i_{12}$$

где i_{12} — передаточное отношение рассчитываемой элементарной передачи.

При окончательном назначении чисел зубьев колес следует учитывать стандартные ряды (см. табл. 3). Кроме того, рекомендуется в силовых передачах для уменьшения износа назначать числа зубьев z_1 и z_2 , которые не имеют общих множителей. В точных отсчетных передачах и передачах с повышенной плавностью работы (для прирабатывающихся колес) рекомендуется применять колеса с кратными числами зубьев. Например, при $i_{12} = 3$ и $z_1 = 20$ для силовых передач следует назначить $z_2 = 59$ или 61, а для отсчетных — $z_2 = 60$.

Если при определении чисел зубьев пришлось рассчитать значения z_2 округлять до стандартных, то необходимо выбранные стандартные значения z_2 подставить в выражение для передаточного отношения соответствующей ступени и проверить, насколько отличается его фактическое значение от заданной величины:

$\Delta i = \frac{i_{\text{ф}} - i}{i} 100\%$. Чаще всего это отклонение допускается в пределах $\pm 2,5 \dots 5\%$. Если отклонения i не допустимы, то следует наметить пути компенсации этого отклонения за счет изменения передаточных отношений других ступеней.

Для планетарных передач число зубьев выбирают исходя из передаточного отношения рассчитываемого механизма. Существует

много способов для решения этой задачи. Наиболее простым и общим является метод множителей. Суть этого метода рассмотрим на примере механизма со смешанным зацеплением (см. рис. 4в). Из уравнения передаточного отношения этого механизма находим $z_2 z_3 / z_1 z_2' = i_{1n}^3 - 1 = M$. Если число M принимает дробное значение, то его сокращают до получения неделимой дроби A/B . Если M — целое число, то его представляют дробью со знаменателем $B=1$. Можно представить A и B в виде различных комбинаций множителей и записать в виде

$$\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} = \frac{A}{B} = \frac{C_2 C_4}{C_1 C_3} = \frac{C_2' C_4'}{C_1' C_3'} = \dots$$

т.е. отношение чисел зубьев заменяется отношением множителей, причем принимают, что каждый из $C_i (C_i')$ пропорционален z_i . Число приемлемых комбинаций множителей C_i ограничивается. Из условия получения меньших габаритов принимают для тихоходной ступени $C_2/C_1 = C_2'/C_1' = \dots = i_{12} = 5 \dots 6$, а тихоходной $i_{12} \leq i_{23} \leq 8$. Полагая $C_2/C_1 = C_2'/C_1' = z_2/z_1$ и $C_4/C_3 = z_3/z_2'$, получим $z_2 = \frac{C_2}{C_1} z_1$ и $z_3 = \frac{C_4}{C_3} z_2'$. Подставляя эти соотношения в уравнение соотношения $a_{12} = a_{23}$, получим

$$z_1 \left(\frac{C_3}{m_{2,3}} \right) (C_1 + C_2) = z_2' \left(\frac{C_1}{m_{12}} \right) (C_4 - C_3).$$

Из условия тождественности этого соотношения находим числа зубьев

$$\begin{aligned} z_1 &= \frac{C_1}{m_{12}} (C_4 - C_3) \gamma; & z_2 &= \frac{C_2}{m_{12}} (C_4 - C_3) \gamma; \\ z_2' &= \frac{C_3}{m_{2,3}} (C_1 + C_2) \gamma; & z_3 &= \frac{C_4}{m_{2,3}} (C_1 + C_2) \gamma. \end{aligned} \quad (39)$$

В приведенных формулах γ — любое положительное число.

Для механизмов с двумя внешними и внутренними зацеплениями числа зубьев рассчитывают по формулам

$$\begin{aligned} z_1 &= C_1 (C_4 + C_3) \gamma; & z_2 &= C_2 (C_4 + C_3) \gamma; \\ z_2' &= C_3 (C_1 + C_2) \gamma; & z_3 &= C_4 (C_1 + C_2) \gamma; \end{aligned} \quad (40)$$

$$\begin{aligned} x_1 &= C_1(C_4 - C_3)\gamma; & x_2 &= C_2(C_4 - C_3)\gamma; \\ x'_2 &= C_3(C_1 - C_2)\gamma; & x_3 &= C_4(C_1 - C_2)\gamma. \end{aligned} \quad (41)$$

Общий множитель γ выбирают так, чтобы все числа зубьев были целыми и обеспечивалась правильность зацепления.

Для однорядных планетарных механизмов числа зубьев определяют из системы отношений

$$x_1 : x_2 : x_3 : \gamma = x_1 : \frac{(i_{1n}^3 - 2)x_1}{2} : (i_{1n}^3 - 1)x_1 : \frac{i_{1n}^3 x_1}{\alpha}. \quad (42)$$

Здесь задают i_{1n}^3 и x_1 и вычисляют значения x_2, x_3 .

Найденные значения чисел зубьев для каждой схемы должны удовлетворять условиям соосности, сборки и соседства. Эти условия для однорядного механизма будут иметь вид

$$\begin{aligned} x_1 + 2x_2 &= x_3, \\ (x_1 + x_3)/\alpha &= N, \\ (x_1 + x_2) \sin \frac{\pi}{\alpha} &> x_2 + 2, \end{aligned} \quad (43)$$

где α - число сателлитов; N - целое число.

В волновых передачах с неподвижным жестким колесом и двухволновым генератором числа зубьев гибкого x_g и жесткого $x_{ж}$ колес определяют по формулам

$$x_g = 2i_B \quad \text{и} \quad x_{ж} = x_g + 2. \quad (44)$$

Значение передаточного отношения i_B находят по результатам кинематического расчета.

В зубчато-ременной передаче число зубьев малого шлица x_1 назначают в пределах 12...28. Рекомендуется для модуля $m = 2$ мм принимать $x_{\min} = 12$, для $m = 3$ мм $x_{\min} = 18$.

В настоящее время выпускаются зубчатые ремни с числом зубьев: 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160.

Реечная передача. При выборе чисел зубьев колеса можно руководствоваться указаниями для цилиндрической зубчатой передачи. Число зубьев рейки

$$z_2 = s / \pi m, \quad (45)$$

где s - ход рейки, мм; m - модуль передачи, мм.

1.3. Расчет моментов в кинематических цепях ЭМП (силовой расчет)

Задача расчета заключается в определении крутящих моментов (статического и суммарного), действующих на каждом валу. Приведение (определение) моментов ведется от выходных звеньев к двигателю последовательно от передачи к передаче по формуле

$$M_1 = \frac{M_2}{i_{12} \eta_{12} \eta_{\text{подш1}}} \quad (46)$$

или по формуле

$$M_1 = \frac{M_2}{i_{12} \eta_{12}} + M_{\text{подш1}}, \quad (47)$$

где M_1 - искомый момент на ведущем звене; M_2 - известный момент на ведомом звене (момент нагрузки и момент трения); i_{12} - передаточное отношение передачи; η_{12} - КПД передачи; $\eta_{\text{подш1}}$ - КПД подшипников, в которых установлен ведущий вал; $M_{\text{подш1}}$ - момент трения подшипников ведущего вала.

Следует отметить, что при наличии нескольких независимых нагрузок, приложенных к разным валам ЭМП, приведение моментов выполняют по отдельным участкам передачи, начиная от наиболее удаленных выходных (концевых) звеньев до места суммирования нагрузок, а затем суммарный момент прикладывают к валу двигателя.

При расчетах момент нагрузки следует принимать: при наличии статической M_c и динамической M_d нагрузок

$$M_{ni} = M_{\Sigma} = M_{ci} + M_{di}, \quad M_{di} = J_{ni} \varepsilon_{ni}; \quad (48)$$

только при статической нагрузке при вращательном движении

$$M_{ni} = \xi_d M_{ci}, \quad (49)$$

при поступательном движении

$$M_{ni} = \xi_d F_i d_i / 2, \quad (50)$$

где J_{ni} - момент инерции нагрузки i -го выходного звена, кг·м²; ε_{ni} - угловое ускорение звена i -го выходного звена, с⁻²; ξ_d - коэффициент динамичности внешней нагрузки.

$\xi_d = 1,2 \dots 2,5$ (при режиме, близком к статическому $\xi_d = 1,2$);
 F_i - усилие, действующее на рейку, Н; α_i - делительный диаметр реечной передачи.

При предварительных расчетах нагруженных механизмов ($F \geq 30$ Н) можно принять следующие значения КПД: одной пары подшипников качения $\eta_{\text{подш}} = 0,95 \dots 0,99$; цилиндрической передачи $\eta_{\text{ц}} = 0,98 \dots 0,99$; червячной передачи $\eta_{\text{ч}} = 0,7 \dots 0,8$ (при $z = 1$); конической передачи $\eta_{\text{к}} = 0,96 \dots 0,98$; волновой передачи $\eta_{\text{в}} = 0,7 \dots 0,9$; зубчато-реечной передачи $\eta_{\text{з-р}} = 0,92 \dots 0,98$; планетарного механизма Джеймса $\eta_{\text{пл}} = 0,96 \dots 0,98$. Для малонагруженных передач ($F < 30$ Н) указанные значения КПД следует уменьшить в 1,1-1,2 раза.

Проверка правильности выбора двигателя. После выполнения силового расчета целесообразно проверить правильность выбора двигателя.

При кратковременном включении и редком изменении скорости перемещения исполнительного органа (нагрузки) можно принять, что двигатель выбран верно, если

$$M_p \geq M_{\Sigma \text{пр}} = M_{\text{с.пр}} + M_{\text{д.пр}} \quad \text{и} \quad M_{\text{ном}} \geq M_{\text{с.пр}} \quad (51)$$

При частом изменении скорости и реверсе должно выполняться условие

$$M_{\text{ном}} \geq M_{\Sigma \text{пр}} = M_{\text{с.пр}} + M_{\text{д.пр}} \quad (52)$$

В формулах (51) и (52) введены обозначения: $M_{\text{ном}}$, M_p - номинальный и пусковой моменты двигателя соответственно; $M_{\Sigma \text{пр}}$, $M_{\text{д.пр}}$, $M_{\text{с.пр}}$ - суммарный, динамический и статический моменты нагрузки, приведенные к валу двигателя, соответственно.

При предварительных расчетах приведенную суммарную нагрузку определяют по формуле

$$M_{\Sigma \text{пр}} = \left[(1 + K_M) J_p + \frac{J_H}{i_0^2} \right] \varepsilon + M_{\text{с.пр}} \quad (53)$$

где J_p - момент инерции ротора двигателя, выбирается по паспортным данным намеченного к использованию в ЭШ двигателя;

K_M - коэффициент, учитывающий инерционность собственного зубчатого механизма, можно принять $K_M = 0,4 \dots 1$ для малоинерционных двигателей (ДПР, ДМД, ДС, АДП и др.) и $K_M = 0,1 \dots 0,15$ для двигателей со сплошным ротором; ε - угловое ускорение вращения вала двигателя;

$$\varepsilon = \varepsilon_n \cdot i_0 \quad (54)$$

Значение $M_{\text{с.пр}}$ рассчитывается без учета динамичности внешней нагрузки.

Если условие (51) или (52) не выполняется, то необходимо взять другой двигатель с большим номинальным или пусковым моментом в зависимости от того, по какому критерию условие не выполняется, провести снова расчеты и проверить выполнение этих условий. И так до тех пор, пока не будет выполнено указанное условие. Желательно, чтобы число оборотов вала нового двигателя и ранее выбранного было одинаково. Учет этого обстоятельства позволяет в ряде случаев не проводить заново кинематический расчет редуктора.

Для двигателей, работающих при переменной нагрузке, проверяют возможность кратковременно развивать максимальные моменты по условию

$$\frac{M_{\text{и max}}}{i_0 \eta_0} \leq \zeta M_{\text{ном}} \quad (55)$$

где ζ - кратность максимального момента двигателя, выбирается или рассчитывается по справочным данным.

Блок 4 1.4. Проектный расчет зубчатых передач на прочность

Цель этого расчета - определить модули зацепления и размеры передач, обеспечивающие их работоспособность в течение заданного срока службы.

Прежде чем приступить к расчету на прочность, необходимо принять решение о том, какой тип передач (открытый или закрытый) следует применять в разрабатываемой конструкции. Открытые передачи применяют в ЭШ, работающих при малых окружных скоростях и нагрузках; в режимах длительных остановок. Эти передачи используют в открытых корпусах без смазки или при ограниченной смазке, которая наносится при сборке, контроле или профилактики.

ческом осмотре. Основной причиной выхода из строя открытых передач является поломка зубьев в результате усталости материала, подвергающегося многократным повторным нагрузкам. Для предотвращения поломок зубья рассчитывают на изгибную прочность.

Для ЭМП, работающих в более напряженных условиях (при значительных нагрузках или окружных скоростях выше 3 м/с), применяют закрытые передачи. Эти передачи находятся в условиях обильной смазки, их размещают в сложных герметичных корпусах. Основной причиной выхода из строя этих передач является усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев. Для предотвращения этого применяют расчет зубьев на контактную прочность.

Расчет на прочность проводят, как правило, для всех передач, применяемых в разрабатываемой конструкции, начиная с наиболее нагруженных.

1.4.1. Расчет зубьев на изгиб

Для открытых передач модуль m зацепления в миллиметрах определяют по следующим зависимостям:

для цилиндрических прямозубых и косозубых передач

$$m = K_m \sqrt[3]{M Y_F K / (\alpha \psi_m [\sigma_F])}; \quad (5)$$

для конических передач

$$m_e = \sqrt[3]{4,57 M_1 Y_{F1} K \sin \delta_1 / [\alpha_1^2 K_{be} (1 - K_{be}) [\sigma_F]_1]}; \quad (6)$$

для червячных передач

$$m = \sqrt[3]{2 M_2 K Y_{F2} / (\alpha_2 q \cos \gamma [\sigma_F]_2)}; \quad (7)$$

для волновых передач

$$m = \frac{\alpha_r}{\alpha_r} = \frac{\alpha_{ж}}{\alpha_{ж}}; \quad \alpha_{r,ж} = \sqrt{10 M_2 / (\psi_{bd} [\sigma]_{cm})}. \quad (8)$$

В приведенных формулах: m - модуль прямозубого, косозубого и червячного колес; m_e - модуль конического колеса в сечении по внешнему торцу; K_m - коэффициент для прямозубых колес, $K_m = 1,4$, для косозубых колес $K_m = 1,12$; M (M_2) - крутящий момент, действующий на рассчитываемое

лесо α (α_2), Н·мм, выбирают по данным силового расчета;

K - коэффициент расчетной нагрузки. При проектном расчете для всех видов передач принимают $K = 1,1 \dots 1,5$; α - число зубьев рассчитываемого колеса; ψ_{bm} - коэффициент ширины зубчатого венца, $\psi_{bm} = \frac{b}{m}$. Для мелко-модульных передач $\psi_{bm} = 3 \dots 16$;

$[\sigma_F]$ - допускаемое напряжение при расчете зубьев на изгиб, МПа (Н/мм²) (порядок определения $[\sigma_F]$ приводится ниже);

Y_F - коэффициент формы зуба; q - коэффициент диаметра червяка, для маломощных передач $q = 12,5; 16; 20; 25$; K_{be} - коэффициент ширины зуба, $K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,2 \dots 0,3$ (здесь R_e - внешнее конусное расстояние конического колеса); ψ_{bd} - коэффициент ширины зубчатого венца, $\psi_{bd} = b/d$. Для силовых ВЗР принимают $\psi_{bd} = 0,08 \dots 0,2$, для кинематических ВЗР $\psi_{bd} = 0,03 \dots 0,08$; α_r , $\alpha_{ж}$ - делительные диаметры гибкого и жесткого колеса соответственно; α_r , $\alpha_{ж}$ - число зубьев гибкого и жесткого колес соответственно; $[\sigma_{cm}]$ - допускаемое напряжение на смятие.

Значения Y_F можно определить по табл. 4, 5 или по кривым, приведенным на рис. 5 для скорректированных и нулевых прямозубых цилиндрических колес в зависимости от числа зубьев на рассчитываемом колесе и от приведенного числа зубьев α_v для косозубых, конических и червячных колес. Для указанных передач α_v рассчитывают по формулам

$$\alpha_v = \alpha / \cos^3 \beta, \quad (60)$$

$$\alpha_v = \alpha / \cos \delta, \quad (61)$$

$$\alpha_v = \alpha / \cos^3 \gamma. \quad (62)$$

Здесь β - угол наклона зуба косозубого колеса; δ - угол делительного конуса конического колеса; γ - угол подъема винтовой линии червяка.

Таблица 4

Значения коэффициента формы зуба для прямозубых и косозубых цилиндрических и конических колес

$\alpha (\alpha_1)$	Y_F	$\alpha (\alpha_2)$	Y_F	$\alpha (\alpha_3)$	Y_F
17	4,3	30	3,88	60	3,73
18	4,2	35	3,80	80	3,73
20	4,15	40	3,77	100	3,75
25	3,98	50	3,73		

Таблица 5

Значения коэффициента формы зуба для червячных колес

α	Y_F	α	Y_F	α	Y_F
20	1,98	36	1,63	60	1,45
24	1,88	40	1,56	80	1,34
28	1,80	45	1,48	100	1,3
32	1,71	50	1,45	150	1,27

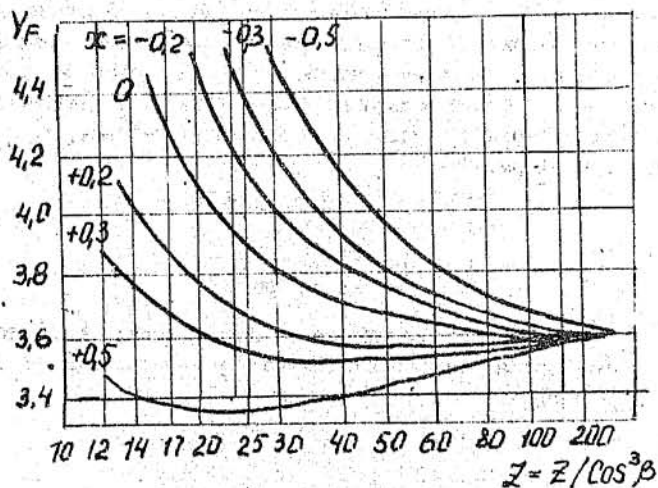


Рис. 5

Если материалы сопрягаемых цилиндрических колес разные, то расчет на прочность ведут по тому колесу, для которого отношение $Y_F / [\sigma_F]$ больше. Если материалы колес одинаковые, то расчет ведут по шестерне. При известном моменте на колесе M_2 момент на шестерне $M_1 = M_2 / i_{12} \eta_{пер}$. Расчет на прочность червячных передач всегда ведут по колесу.

1.4.2. Расчет зубьев на контактную прочность

Расчет проводят для менее прочного колеса. Для силовых передач модуль определяют по следующим формулам: для цилиндрических прямозубых и косозубых колес

$$\alpha \geq K_\alpha (1 + i_{12})^3 \sqrt{M_2 K / (\psi_{b\alpha} i_{12}^2 [\sigma_H]^2)}, \quad (63)$$

$$m = \frac{2\alpha}{z_1 + z_2},$$

где $K_\alpha = 0,82 \sqrt{E_{пр} \cos^2 \beta}$. Для стальных прямозубых цилиндрических колес $K_\alpha = 48,5$ МПа; для конических колес

$$Re \geq 0,817 \sqrt{i_{12} + 1} \sqrt[3]{M_2 E_{пр} K / [i_{12}^2 K_{be} (1 - 0,5 K_{be})^2 [\sigma_H]^2]}; \quad (64)$$

$$m_e = 2Re / (z_1 \sqrt{1 + i_{12}^2});$$

для червячных колес

$$\alpha \geq 2,9 \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{M_2 E_{пр} K}{(2\delta)^0 \left(\frac{z_2}{q} \cdot [\sigma_H] \right)^2}}, \quad (65)$$

$$m = \frac{2\alpha}{q + z_2}.$$

В формулах (63)–(66) введены следующие обозначения:

α – межосевое расстояние; $\psi_{b\alpha}$ – коэффициент ширины колеса,

1.4.3. Выбор материалов для элементов передач и расчет допустимых напряжений при расчете на выносливость

Материал выбирают с учетом назначения передачи, характера действующей нагрузки, условий эксплуатации (окружной скорости, состояния среды), массы, габаритов и стоимости. Желательно количество материалов, используемых в разрабатываемом приводе, резко ограничивать.

Мелкомодульные цилиндрические и конические передачи.

При небольших окружных скоростях V (до 3 м/с) для изготовления этих передач применяют конструкционные стали 35, 40, 45, 50 (по ГОСТ 1050-74) как в сыром, так и в термоулучшенном виде (HRC 28...32). При повышенных окружных скоростях применяют легированные стали 40X, 45X, 2X13, 40XH и другие (по ГОСТ 4543-71). Зубчатые колеса подвергают закалке до HB 300. Колеса с повышенной антикоррозионной устойчивостью изготавливают из стали ЭИ474 (ГОСТ 4543-71), а с повышенной износостойкостью - из стали 38ХМ0А (ГОСТ 4543-71) при закалке до HB 260, азотировании HB 500. Для нагруженных трибок применяют также стали У8А, У10А по ГОСТ 1435-74 с закалкой до HRC 40...64, стали 2X13, 4X13 в термоулучшенном виде (HRC 28...32). Для малонагруженных зубчатых передач применяют бронзы БрКМц 3-IT, БрАмц 9-2Т, БрОЦ 4-3Т, БрФ 6,5-0,15Т, латуни ЛС59-IT (по ГОСТ 15527-71), а также алюминиевые сплавы Д16Т, Д1АТ и ВТ95Т1 (по ГОСТ 4784-74) при требованиях малой массы, момента инерции, частоты вращения менее 1000 об/мин.

Для прирабатывающихся зубчатых передач (твердость рабочих поверхностей колес $HV \leq 350^*$) рекомендуется для выравнивания срока службы назначать для зубчатых колес разные материалы, причем твердость шестерни должна быть на 20...30 единиц больше твердости колеса $HV_1 \geq HV_2 + 20...30$. Согласно [8, 12, 13, 21] рекомендуются следующие пары материалов для цилиндрических призмозубых шестерни и колеса соответственно: при V до 15 м/с сталь 15X - сталь 50, 55; сталь 55 - сталь 45, 50; сталь 45 - бронза БрАЖ9-4; при V до 6 м/с сталь 45 - сталь 35; сталь 15 - алюминиевый сплав Д16Т.

* Твердость по HB и по HRC связана соотношением $1 HB \approx 10 HRC$

$\Psi_{\delta\alpha} = \frac{b}{a} = 0,1...0,4$ (меньшее значение принимают для мало-мощных передач); $[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение менее прочного материала (порядок определения $[\sigma_H]$ дан ниже); $E_{пр}$ - приведенный модуль упругости,

$$E_{пр} = 2 E_1 E_2 / (E_1 + E_2),$$

где E_1 и E_2 - модули упругости материалов шестерни и колеса соответственно; $(2\delta)^0$ - угол охвата колесом червяка. Для при-борных конструкций $(2\delta)^0 = (75...90)^0$.

Значения модулей зацепления m (m_2), найденные по результатам расчета на изгибную и контактную прочность, округляют до ближайших больших по стандарту (табл. 6). Рекомендуется при этом принимать минимальное значение модуля для цилиндрических колес $m = 0,2$ мм, а для червячных передач $m = 0,5$ мм.

Расчет модуля зацепления проводят для всех зубчатых пере-дач. Затем анализируют результаты расчетов и назначают модуль для каждой элементарной передачи привода. Если рекомендованные выше минимальные значения модуля получены для наиболее нагру-женных ступеней, то можно рекомендовать изготавливать все зуб-чатые колеса и шестерни привода с одинаковым модулем.

Таблица 6

Рекомендуемые значения модулей зубчатых колес, червяков и колес червячных цилиндрических передач

Модуль m , мм	
1-й ряд, предпочтительный	2-й ряд
0,05; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12;	0,055; 0,07; 0,09; 0,11;
[0,125]*; 0,15; [0,16]*; [0,2];	0,14; [0,15]*; 0,18; 0,22;
[0,25]; 0,3; [0,315]*; [0,4];	0,28; [0,3]*; 0,35; 0,45;
[0,5]; 0,6; [0,63]*; [0,8];	0,55; [0,6]*; 0,7; 0,9;
[1]; [1,25]; 1,5; [1,8]*; [2]	1,125; 1,375; [1,5]*; 1,75
	2,25

Примечание. В квадратных скобках указаны модули для чер-вяков и червячных колес. Те же модули, кроме указанных со звез-дочкой, например, [0,15]* используются для зубчатых цилиндри-ческих и конических колес.

Для неприрабатывающих зубчатых передач с твердыми рабочими поверхностями зубьев обоих зубчатых колес (твердость HRC > 45) обеспечивать разность твердостей зубьев шестерни и колеса не требуется.

Червячные передачи. Червяки обычно изготавливают из сталей У8А, У10А (с закалкой до HRC 40...64), из сталей 35, 40, 45, 50 (как в сыром, так и в термоулучшенном виде), сталей 2Х13, 4Х13 (с подкалкой в заготовке до HRC 28...32); червячные колеса — из бронз БрФ10-1 (ГОСТ 5017-74), БрАМ9-4 (по ГОСТ 498-79).

Волновые передачи. Гибкие колеса изготавливают из сталей 40Х, 2Х13, 65Г; жесткие колеса — из сталей 45, 50, 40Х и др.

В точных устройствах, в частности в приборах времени, кино съемочной и кинопроекторной аппаратуре, в механизмах ЗЕМ, широко применяют зубчатые и червячные колеса из синтетических материалов. Эти материалы в сочетании с достаточной механической и ударной прочностью обладают высокой износостойкостью, коррозионной стойкостью и демпфирующей способностью, а также другими свойствами, обеспечивающими плавную и бесшумную работу передач при высоких скоростях. Кроме того, указанные материалы имеют небольшую плотность; момент инерции у колес, выполненных из таких материалов, в 4-5 раз меньше, чем у одинаковых по размерам металлических колес, что позволяет при их использовании увеличить быстродействие привода. Недостатком этих материалов является старение. Более подробные сведения о материалах даны в [3, 13, 17, 19] и в табл. 7-9.

Таблица 7

Основные виды термической обработки деталей из сталей

Марка стали	Вид термической обработки	НВ общая	HRC поверхности
1	2	3	4
Сталь 20	Нормализация, цементация, закалка, отпуск	130-150	56-62
Сталь 35	Нормализация, закалка, отпуск	196-263	30-40
Сталь 40	То же	190-240	30-35
Сталь 45	То же	190-240	40-50

1	2	3	4
Сталь 20Х	Нормализация, цементация, закалка, отпуск	220-260	56-62
Сталь 40Х	Отжиг, закалка, отпуск	200-250	50-55
Сталь 38ХМ0А	Отжиг, нормализация, закалка, отпуск	269-302	-
Сталь У8А	Отжиг, закалка, отпуск	160-190	58-62
Сталь У10	То же	180-210	61-64

Таблица 8

Основные виды термической обработки из сплавов цветных металлов

Марка сплава	Вид термической обработки	Твердость НВ
Л62, Л68, Л90	Отжиг	52-60
БрФ6,5-0,15	Отжиг	75-80
АЛ2	Отжиг	50-60
Д1, Д6	Отжиг	35-45
В95	Закалка	140-160
ВТ3, ВТ3-1	Закалка	260-320
ВТ6	Отжиг	320-360

Физико-механические свойства материалов

Таблица 9

Материал	Коэффициент линейного расширения α , $\times 10^{-6}$, $1/^\circ\text{C}$	Модуль упругости первого рода E , $\times 10^5$, МПа	Плотность ρ , г/см ³	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
Сталь 20	10,6-12,4*	2,0-2,2*	7,85	450	250
Сталь 15Х, 20Х			7,85	850	630
Сталь 35			7,85	520	320
Сталь 45			7,85	580	360
Сталь 50, 55			7,85	800-900	580-600
Сталь 40Х, 40ХН			7,85	1000	800-850
Сталь У8, У8А			7,85	550	260
Сталь У10, У10А			7,85	650	350
Сталь 4Х13			7,85	600	450
Сталь ЭИ474			7,85	1500	-
Сталь 38ХМЮА			7,85	1000	850
Латунь Л059-1	18,5	9,93	8,5	400	1,0
Бронза Бр0ФЮ-1		1,0	8,8	250-350	-
Бронза БрАЖ9-4	16,2	1,1	7,5	400-550	-
Бронза БрАМц9-2	17,0	0,93	7,6	400-450	300
Алюминиевый сплав Д16Т	22,7	0,7	2,77	470	280
Алюминиевый сплав В95Т1	23,1	-	-	500	-
Пластмасса П-68	115	0,02	I, II	50	-
Текстолит ПТК		0,0	I,3	85-100	-

* Для всех сталей.

Допускаемые напряжения при расчете на выносливость

Определение допускаемых контактных напряжений и напряжений изгиба проводят с учетом назначения, срока службы и режима нагружения передачи отдельно для колеса $[\sigma_H]_2$ и $[\sigma_F]_2$ и шестерни $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_F]_1$.

Различают режимы постоянной и переменной нагрузки. К первым относят режимы не только с постоянной нагрузкой, но также и режимы с отклонениями до 20 % от номинальной нагрузки. Постоянный режим нагрузки является наиболее тяжелым. Его принимают за расчетный и для неопределенных режимов нагрузки (например, редуктор общего назначения, который может быть использован в самых различных условиях).

При постоянном режиме нагрузки расчетное число циклов нагружения

$$N_H = 60 n c L, \quad (66)$$

где n - частота вращения зубчатого колеса, об/мин; c - число колес, находящихся одновременно в зацеплении с рассчитываемым; L - срок службы передачи, ч.

Переменный режим нагружения обычно представляется циклограммой нагружения, характеризующей длительность различных режимов с постоянной нагрузкой и частотой вращения. Эффективность переменного режима нагрузки оценивают с помощью эквивалентного числа циклов N_{HE} . Порядок определения N_{HE} дан в [13, 14].

Допускаемое контактное напряжение для шестерни и колеса

$$[\sigma_H]_{1,2} = \sigma_{HR1,2} z_R z_V K_{HL1,2} / S_{H1,2}, \quad (67)$$

где σ_{HR} - предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений N_{HO} ; z_R - коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей, при $R\alpha = 0,63 \dots 1,25$ $z_R = 1$; z_V - коэффициент, учитывающий окружную скорость колеса, при $V < 5$ м/с $z_V = 1$; K_{HL} - коэффициент долговечности, учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач (при $N_H < N_{HO}$):

$$K_{HL1,2} = \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_H}} \quad (68)$$

Базовое число циклов перемены напряжений зависит от твердости поверхностного слоя. Ориентировочные значения N_{HO} принимаются для нормализованных стальных колес $N_{HO} = 10^7$; для улучшаемых до твердости $HV \leq 350$ $N_{HO} = 3 \cdot 10^7$; для закаленных до HRC 45...50 $N_{HO} = 1,5 \cdot 10^8$; для закаленных до HRC 55...65 $N_{HO} = 2,5 \cdot 10^8$ циклов. Если при расчете получают $K_{HL} < 1$, то принимают $K_{HL} = 1$, если $K_{HL} > 2,4$, то принимают $K_{HL} = 2,4$. Для бронзы $N_{HO} = 10^7$ и $1,5 \geq K_{HL} \geq 1$. Показатель степени m для стальных колес 6, для бронзы 8. Коэффициент безопасности S_H принимается равным $S_H = 1,1 \dots 1,2$. Значения σ_{HR} рассчитывают по рекомендациям табл. 10 в зависимости от материала и твердости поверхности; значение N_H рассчитывают по формуле (66).

Таблица 10

Приближенные значения контактной и изгибной выносливости зубьев в зависимости от термообработки используемых материалов

Материал	Вид химической или термической обработки	Средняя твердость поверхности зуба	σ_{HR} , МПа	σ_{FR} , МПа
Сталь углеродистая и легированная	Отжиг, нормализация или улучшение	180-350HB	2HB+70	1,8HB
	Объемная закалка	HRC 38-50	18HRC+150	550
	Поверхностная закалка	HRC 40-56	17HRC+200	550
Сталь легированная	Цементация	HRC 54-64	23 HRC	750
	Азотирование	HV 550-750	1050	12HRC+300
Бронза безоловянная	Закалка с отпуском	HV ≥ 80	2HB	-
Бронза оловянная	Закалка с отпуском	HV ≥ 60	2,3HB	-

Результаты вычислений контактных напряжений округляют до целого числа. В качестве допускаемого контактного напряжения для прямозубых и косозубых, а также конических передач с H_1 и $H_2 \geq 350HB$ выбирается меньшее из рассчитанных, а для косозубых и конических передач с твердостью колеса менее 350HB и твердостью шестерни более 350HB допускаемое напряжение

$$[\sigma_H] = 0,45 ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2). \quad (69)$$

При этом должно выполняться условие: для конических колес $[\sigma_H] < 1,15 [\sigma_H]_2$, для косозубых колес $[\sigma_H] < 1,23 [\sigma_H]_2$.

Допускаемое напряжение изгиба для материала шестерни и колеса

$$[\sigma]_{F1,2} = \sigma_{FR1,2} K_{FC} K_{FL1,2} / S_{F1,2}, \quad (70)$$

где σ_{FR} - предел выносливости при изгибе; K_{FC} - коэффициент, учитывающий цикл нагружения колеса; K_{FL} - коэффициент долговечности; S_F - коэффициент запаса прочности.

Для неревверсивных передач $K_{FC} = 1$, для реверсивных $K_{FC} = 0,65$.

Коэффициент долговечности

$$K_{FL1,2} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_H}}, \quad (71)$$

где m - показатель степени ($m = 6$ для $HV \leq 350$ и $m = 9$ для $HV > 350$); N_H - число циклов перемены напряжений, определяется по формуле (66). При $N_H > 4 \cdot 10^6$ принимают $K_{FL} = 1$, при $K_{FL} > 2,08$ принимают $K_{FL} = 2,08$. Значения коэффициента запаса принимают $S_F = 2,2$ для обычных условий работы и $S_F = 2,5$ для особо ответственных передач.

Значения предела изгибной выносливости σ_{FR} устанавливаются по рекомендациям табл. 10.

При переменных режимах нагрузки коэффициенты долговечности K_{FL} и K_{HL} рассчитывают по эквивалентному числу циклов N_{FE} и N_{HE} соответственно.

1.5. Геометрический расчет зубчатых колес и передач

Задача расчета заключается в определении основных размеров передачи и ее элементов.

Для цилиндрических передач с корригированными (при высотной коррекции) прямозубыми и косозубыми колесами определяют:

$$\text{делительный диаметр } d_{1,2} = m z_{1,2} / \cos \beta;$$

$$\text{диаметр вершин зубьев } d_{a1,2} = m z_{1,2} / \cos \beta + 2m (h_a^* + x_{1,2});$$

$$\text{диаметр впадин } d_{f1,2} = m z_{1,2} / \cos \beta - 2m (h_a^* + c^* - x_{1,2});$$

$$\text{ширину колеса } b_2 = \psi_m \cdot m;$$

$$\text{ширину шестерни } b_1 = b_2 + (1 \dots 2) m;$$

$$\text{делительное межосевое расстояние } a_w = 0,5m (z_1 + z_2) / \cos \beta.$$

Для определения параметров прямозубых колес принять $\beta = 0$.

Значения коэффициента радиального зазора c^* принимают:

при $m \leq 0,5$ мм $c^* = 0,5$, при $0,5 < m < 1$ $c^* = 0,35$,

при $m \geq 1$ мм $c^* = 0,25$, $h_a^* = 1$.

Если передача выполняется с нулевыми колесами, то следует коэффициенты x_1 и x_2 принять равными нулю.

Для конических прямозубых колес с углом между осями валов 90° находят:

угол делительного конуса (в градусах) для шестерен $\delta_1 =$

$$= \arctg \frac{z_1}{z_2}, \text{ для колеса } \delta_2 = \arctg (z_2 / z_1);$$

$$\text{внешний делительный диаметр } d_{e1,2} = m_{te} z_{1,2};$$

$$\text{диаметр вершин } d_{ae} = d_{e1,2} + 2m_{te} \cos \delta_{1,2};$$

$$\text{угол головки зуба } \theta_{a1} = \theta_{f2}, \theta_{a2} = \theta_{f1};$$

$$\text{длину зуба } b = (5 \dots 10)m \text{ и } b \leq 0,3 Re;$$

$$\text{высоту зуба } h = 2,25 m_{te};$$

$$\text{внешнее конусное расстояние } Re = 0,5 (\sqrt{z_1^2 + z_2^2}) m_{te};$$

значения θ_f и h при $m < 1$ мм;

$$\text{внешнюю высоту головки зуба шестерни } h_{ae1} = (h_a^* + x_1) m_{te},$$

$$\text{колеса } h_{ae2} = 2 h_a^* m_{te} - h_{ae1};$$

$$\text{угол ножки зуба } \theta_{f1,2} = \arctg (h_{fe1,2} / Re);$$

$$\text{угол конуса вершин } \delta_{a1,2} = \delta_{1,2} + \theta_{a1,2};$$

$$\text{угол конуса впадин } \delta_{f1,2} = \delta_{1,2} + \theta_{f1,2}.$$

При выполнении геометрического расчета червячной передачи (с архимедовым червяком) находят: для червяка делительный диаметр $d_1 = m q$, диаметр вершин $d_{a1} = m(q+2)$, диаметр впадин $d_{f1} = m(q-2,4)$, длину нарезанной части червяка $b_1 \geq 2m \sqrt{z_2 + 1}$ для червячного колеса $d_2 = m z_2$; $d_{a2} = m(z_2 + 2)$, $d_{f2} = m(z_2 - 2,4)$, $d_{a2}^{\max} \leq d_{a2} + 6m(z_2 + 2)$, ширину венца червячного колеса $b_2 = \pi d_{a2} \cdot 28/360$, межосевое расстояние $a = 0,5m(z_2 + q)$, угол подъема винтовой линии $\gamma = \arctg (z_1 / q)$.

Рекомендуется обратить внимание на размеры шестерни первой ступени, которые должны позволять крепить ее на валу двигателя. Если при данных значениях модуля и числе зубьев это невозможно, то необходимо изменить модуль или число зубьев, чтобы диаметр впадин шестерни был больше диаметра ее ступицы. Затем нужно скорректировать параметры сопряженного с шестерней колеса.

Расчет геометрических размеров ВЗР, зубчатой ременной передачи дан в [7, 21, 25].

Глава 2. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ СПРОЕКТИРОВАННОГО ЭМП

2.1. Проверка правильности выбора двигателя

Условие правильного выбора двигателя определяется соотношениями:

для кратковременного режима работы и повторно-кратковременного режима работы

$$M_{п} \geq M_{с.пр}^* + M_{д.пр}^* \quad \text{и} \quad M_{ном} \geq M_{с.пр}^*, \quad (72)$$

для частых пусков и реверсов

$$M_{ном} \geq M_{с.пр}^* + M_{д.пр}^* \quad (73)$$

где $M_{с.пр}^*$, $M_{д.пр}^*$ — соответственно уточненные статический и динамический моменты, приведенные к валу двигателя.

Величину $M_{с.пр}^*$ определяют по формулам (46) или (47), где вместо ориентировочных значений используют уточненные значения КПД передачи и подшипников.

Для цилиндрических прямозубых передач внешнего зацепления и косозубых передач (при $F < 30H$)

$$\eta_{ц}^* = 1 - \pi f \varepsilon_{\nu} C \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) / 2. \quad (74)$$

В конической передаче (с межосевым углом $\Sigma = 90^\circ$)

$$\eta_{к}^* = 1 - 1,62 \pi f C \left(\frac{\cos \delta_1}{z_1} + \frac{\cos \delta_2}{z_2} \right). \quad (75)$$

Коэффициент нагрузки для цилиндрических и конических передач $C = \frac{F+2,92}{F+0,174}$; для косозубых $C = \frac{F_N+3,11}{F_N+0,185}$, где $F_N = F / \cos \beta \cos \alpha$.

КПД червячных передач с ведущим червяком определяют по формуле

$$\eta_{ч}^* = C \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}. \quad (76)$$

Коэффициент нагрузки при этом равен

$$C = \frac{F_N + 1,05}{F_N + 2,40}, \quad F_N = F / \cos \gamma \cos \alpha.$$

В формулах (74)–(76) введены следующие обозначения:

f – коэффициент трения; ε_{ν} – коэффициент перекрытия, принимают $\varepsilon_{\nu} = 1,5$; F – окружная сила, Н, определяется по формуле $F = 2M_2 / d_2$; δ_1 и δ_2 – углы начальных конусов шестерни и колеса; γ – угол подъема винтовой линии червяка; ρ' – приведенный угол трения, $\rho' = \arctg f / \cos \alpha$. При $F \geq 30$ Н принимают $C = 1$.

Значение коэффициента трения f при легкой смазке (шестерня стальная) зависит от материала колеса: для колеса из закаленной стали $f = 0,06$; из бронзы $f = 0,07 \dots 0,1$; из алюминия $f = 0,13 \dots 0,15$; из текстолита $f = 0,12$.

Величину $M_{д.пр}^*$ определяют по формуле (при $J_H = \text{const}$)

$$M_{д.пр}^* = J_{пр} \cdot \varepsilon, \quad (77)$$

где $J_{пр2}$ – приведенный к валу двигателя момент инерции всего ЭМП, кг·м²; ε – угловое ускорение вала двигателя, рад/с² / см. формулу (54) /.

Значение $J_{пр}$ определяют по формуле

$$J_{пр} = J_p + J_{р.пр} + J_H / i_0^2, \quad (78)$$

где J_p – момент инерции вращающихся частей двигателя; $J_{р.пр}$ – приведенный момент инерции редуктора; J_H – момент инерции нагрузки.

Для ЭМП со звеньями вращательного и поступательного движения приведенный момент инерции равен

$$J_{р.пр} = J_1 + J_2 / i_{12}^2 + \dots + J_n / i_{1-n}^2 + \pi_1 \left(\frac{V_1}{\omega_1} \right)^2 + \dots + \pi_n \left(\frac{V_n}{\omega_n} \right)^2, \quad (79)$$

где J_1, J_2, \dots, J_n – моменты инерции всех элементов, установленных на 1, 2, ..., n -м валах относительно собственных центров масс; V_1, V_2, \dots, V_n – скорости центров масс m_1, m_2, \dots, m_n .

В большинстве случаев вращающиеся звенья имеют форму, представляющую собой комбинации круговых цилиндров или дисков (зубчатые колеса, червяки, кассеты с магнитной лентой или пленкой, муфты и т.д.). Моменты инерции таких звеньев рассчитывают по формуле

$$J = \pi b \rho d^4 \cdot 10^{-12} / 32, \quad (80)$$

где d – диаметр звена, мм; b – толщина, мм; ρ – плотность, г/см³.

При расчетах $J_{р.пр}$ моменты инерции валиков обычно не учитывают.

Уточненное значение КПД одной пары подшипников, на которых установлен вал, определяется по формуле

$$\eta_{подш} = (M - M_{подш}) / M,$$

где M - крутящий момент на данном валу; $M_{\text{подш}}$ - значение момента трения в опорах данного вала.

Порядок определения $M_{\text{подш}}$ известен и в настоящей работе не рассматривается.

Если для заданных условий работы ЭМП и действующих нагрузок $M_{\text{с.пр}}^*$ и $M_{\text{д.пр}}^*$ условия (72) или (73) не выполняются, то необходимо выбрать двигатель из той же серии, имеющий ту же частоту вращения, но с большими значениями моментов (одного или обоих), обеспечивающих работу ЭМП.

8.2 2.2. Проверочные расчеты на прочность

Эти расчеты имеют целью проверить, выполняются ли условия прочности на выносливость: для открытых передач

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]; \quad (8)$$

для закрытых передач

$$\sigma_F \leq [\sigma_F],$$

а также при действии кратковременных перегрузок (максимальной или пиковой нагрузок)

$$\begin{aligned} \sigma_{H \max} &\leq [\sigma_H]_{\max}, \\ \sigma_{F \max} &\leq [\sigma_F]_{\max}. \end{aligned} \quad (8)$$

Действительные напряжения изгиба и контактные напряжения σ_H , σ_F определяют по фактическим нагрузкам и размерам передачи. Проверочные расчеты на прочность проводят для шестни и колеса.

Проверочные расчеты открытых передач на прочность проводят по формулам:

передачи цилиндрические прямозубые и косозубые

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{M_2 K K_\alpha^3 (i_{12} + 1)^3}{i_{12}^2 b \alpha^2}} \leq [\sigma_H]; \quad (9)$$

передачи конические

$$\sigma_{H1} = \frac{1,45}{d_{e1}} \sqrt{\frac{M_1 (1 + i_{12}) K E_{\text{пр}}}{b i_{12} (1 - K_{be})}} \leq [\sigma_H]_1; \quad (84)$$

передачи червячные

$$\sigma_{H2} = \frac{4,65}{(\alpha_2/q)} \sqrt{\frac{M_2 E_{\text{пр}} \left(\frac{\alpha_2}{q} + 1\right)^3 K}{(2\delta)^0 \cdot \alpha^3}} \leq [\sigma_H]_2. \quad (85)$$

Проверочные расчеты закрытых передач на прочность выполняют по следующим формулам:

передачи цилиндрические прямозубые и косозубые

$$\sigma_{F2} = \frac{K_m^3 M_2 Y_{F2} K}{m^2 \alpha_2 b_2} \leq [\sigma_F]_2, \quad \sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_F]_1; \quad (86)$$

передачи конические

$$\sigma_{F1} = \frac{2,28 M_1 Y_{F1} K}{d_{e1} m_e b_1 (1 - K_{be})} \leq [\sigma_F]_1, \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_F]_2; \quad (87)$$

передачи червячные

$$\sigma_{F2} = \frac{2 M_2 Y_{F2} K}{m d_2 b_2 \cos \gamma} \leq [\sigma_F]_2. \quad (88)$$

В формулах введены следующие обозначения: K - коэффициент расчетной нагрузки, $K = K_{HV} K_{H\beta}$ при расчете на контактную прочность и $K = K_{FV} K_{F\beta}$ при расчете на изгибную прочность, где K_{HV} и K_{FV} - коэффициенты динамической нагрузки; $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ - коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба.

При расчете на изгибную прочность цилиндрических передач (при $\Phi_{bd} = 0,2$) $K_{F\beta} = 1,17$ для колес, консольно расположенных на валу, и для колес, расположенных между опорами. $K_{F\beta} = 1,05$. При $\Phi_{bd} = 0,5$ значения коэффициента $K_{F\beta}$ равны соответственно 1,45 и 1,15.

Значение коэффициента динамичности K_{FV} принимают равным 1,1 для быстроходных колес ($V \geq 0,5$ м/с) высокой степени точности (6-я или 7-я степень); для колес менее точных или при ударной нагрузке $K_{FV} = 1,2 \dots 1,3$.

При расчете на контактную выносливость коэффициент динамичности K_{HV} определяют по формуле

$$K_{HV} = 1 + (K_{FV} - 1) / 2, \quad (89)$$

а коэффициент неравномерности нагрузки

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{F\beta} - 1) / 2. \quad (90)$$

Для конических передач принимают $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1,2 \dots 1,3$, а $K_{HV} = K_{FV} = 1,1 \dots 1,2$.

Для червячных передач $K_{V} = 1 \dots 1,3$; $K_{\beta} = 1,05 \dots 1,1$. Верхние значения принимают при $V > 3$ м/с.

Более подробные сведения по выбору коэффициентов K_{β} и K_{V} даны в [20, 21].

Результаты проверочного расчета следует признать неудовлетворительными, если расчетные значения напряжений превышают допускаемые на 5% и более, а также в том случае, если они ниже расчетных более чем на 20% (передача недогружена). В том и другом случае надо изменить параметры передачи или заменить материалы (или изменить термообработку) и повторить проверку напряжений.

Проверочные расчеты на прочность при кратковременных перегрузках. Проверке подлежат зубья шестерни и колеса в отдельности. Статическая прочность зубьев при перегрузках моментом M , проверяется по условию

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (91)$$

где $K_{\text{пер}}$ - коэффициент перегрузки; σ_H - контактное напряжение при действии момента M , вычисленного при расчетах на выносливость.

Значение коэффициента перегрузки может быть задано в ТУ или рассчитано по циклограмме моментов. Если $K_{\text{пер}}$ не задано, то принимают

$$K_{\text{пер}} = \frac{M_{\max}}{M}, \text{ или } K_{\text{пер}} = \frac{M_n}{M}. \quad (92)$$

Значения M_{\max} , M_n выбирают по паспортным данным.

Значение предельно допустимого напряжения $[\sigma_H]_{\max}$ зависит от химико-термической обработки, зубьев шестерни и колеса: $[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \sigma_T$ при нормализации, улучшении или объемной закалке; $[\sigma_H]_{\max} = 40 \text{ HRC}$ при цементации и закалке токами высокой частоты; $[\sigma_H]_{\max} \approx 35 \text{ HRC}$ при азотировании.

Аналогично определяют максимальные напряжения изгиба

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F K_{\text{пер}} \leq [\sigma_F]_{\max}, \quad (93)$$

где σ_F - напряжение при расчете на выносливость; $[\sigma_F]_{\max}$ - предельно допустимое напряжение:

$$[\sigma_F]_{\max} \approx 0,8 \sigma_T \quad \text{при } \text{HB} \leq 350; \quad (94)$$

$$[\sigma_F]_{\max} \approx 0,6 \sigma_B \quad \text{при } \text{HB} > 350. \quad (95)$$

Если условия (91) или (93) не выполняются, то следует ограничить максимальное значение перегрузочного момента за счет применения в конструкции предохранительной муфты.

2.3. Проверочные расчеты ЭМП на быстродайствие

Проверочный расчет спроектированного ЭМП заключается в определении времени разгона и выбега. Время разгона характеризует готовность ЭМП к работе, а время выбега - время до полной остановки двигателя при снятии напряжения питания. Принимают, что время разгона $t_p = 3 T_{\text{эм}}$ (при $\omega = 0,95 \omega_{\text{ном}}$).

Электрохимическую постоянную привода рассчитывают по формуле

$$T_{\text{эм}} = J_{\text{пр}} \omega_{\text{ном}} / (M_n - M_{\text{с.пр}}^*). \quad (96)$$

Значения $J_{\text{пр}}$, M_n и $M_{\text{с.пр}}^*$ берут из предыдущего расчета.

Время выбега вала двигателя определяют по формуле

$$t_v = J_{\text{пр}} \omega_{\text{ном}} / M_{\text{с.пр}}^*. \quad (97)$$

Угол поворота вала выходного звена за время выбега (угол выбега)

Глава 3. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИВОРНЫХ УСТРОЙСТВ НА ТОЧНОСТЬ

3.1. Основные понятия и показатели точности зубчатых передач. Стандарты

Расчет на точность является одним из важнейших при разработке точных приборных устройств (ПУ). Под точными ПУ понимают устройства, точность работы которых регламентируется допусками.

При проектировании ПУ разработчик выполняет проектный или проверочный расчеты на точность, которые известны в теории точности как прямая и обратная задачи точности. При проектном расчете по заданной точности работы всего ПУ определяют точностные требования к составляющим устройствам, узлам и деталям (подробнее см. в [3, I1, 22]). При проверочном расчете определяют погрешность ПУ на основе разработанных чертежей и заданных точностных требований к отдельным звеньям устройства. Каждый из указанных расчетов имеет свою специфику и методы решения. Проектный расчет является более сложным, поскольку точность ПУ обычно математически описывается одним уравнением, содержащим, как правило, много неизвестных, вследствие чего решение не может быть однозначным; расчет выполняется методом последовательных приближений или наложением дополнительных условий. После проектного расчета всегда выполняется проверочный. Достоинством этого расчета является направленность распределения суммарного допуска ПУ между его узлами и деталями, что облегчает решение задачи оптимизации конструкции по точности. Проверочный расчет выполняется проще и позволяет обойтись без проектного расчета, что обуславливает его широкое применение. Основным недостатком этого расчета является сложность анализа степени влияния той или иной погрешности и, как следствие, трудность достижения оптимизации распределения суммарного допуска, поскольку корректировка назначенных допусков, как правило, носит произвольный характер и во многом зависит от личного опыта и вкуса разработчика. Трудоемкость расчета зависит от того, насколько правильно назначены допуски в самом начале.

Методы точностного расчета базируются на основе предельных отклонений или на вероятностных характеристиках рассеяния погрешностей. Выбор конкретного метода расчета осуществляется с учетом этапа разработки конструкции, назначения ПУ, требова-

$$\varphi_B = \frac{J_{пр} \omega_{ном}^2}{2 i_0 M_{с.пр}} \quad (98)$$

После определения t_p и t_B необходимо проанализировать полученные результаты и указать возможные пути повышения быстродействия ЭМП.

Для уменьшения времени выбега и угла выбега в приводах используют тормозные устройства. Если t_B или φ_B заданы, то значения тормозного момента на валу двигателя определяют по формулам

$$M_T \geq \frac{J_{пр} \omega_{ном}}{[t_B]} - M_{с.пр}^* \quad (99)$$

$$M_T \varphi \geq \frac{J_{пр} \omega_{ном}^2}{2 [\varphi_B] i_0} - M_{с.пр}^* \quad (100)$$

где $[t_B]$, $[\varphi_B]$ - допустимые значения времени выбега и угла поворота выходного вала.

2.4. Проверочные расчеты ЭМП на точность

Задача проверочного расчета заключается в проверке условия

$$\Delta_{\Sigma} \leq [\delta_0 S] \quad (101)$$

где Δ_{Σ} - погрешность передачи; $[\delta_0 S]$ - заданная погрешность передачи.

Методика определения Δ_{Σ} рассмотрена ниже. Если условие (101) не выполняется, то следует наметить мероприятия, обеспечивающие его безусловное выполнение.

2.5. Указания по выполнению кинематических схем и рабочих чертежей зубчатых колес и червяков

Кинематические схемы и рабочие чертежи оформляют в соответствии с действующими стандартами. Требования к кинематическим схемам изложены в ГОСТ 2.102-68, ГОСТ 2.703-68, ГОСТ 2.721-74, ГОСТ 2.770-68, к рабочим чертежам - в ГОСТ 2.107-68; ГОСТ 2.403-76.

Примеры оформления кинематических схем и рабочих чертежей даны в [1, 6, 7, 12, 24, 25, 27].

ний к его выходным параметрам, возможностей производства и экономических факторов.

Следует отметить, что для любых расчетов на точность исходным является допуск на точность проектируемого ПУ $[\delta_0 S]$, определяющий границы допускаемой погрешности Δ_{Σ} , а также структурная и кинематическая схемы, конструкция ПУ и возможности технологического процесса. При этом главной задачей расчета на точность является выполнение условия (IOI).

Расчеты на точность зубчатых реечных и червячных передач выполняют с учетом действующих стандартов. Стандарты предусматривают двенадцать степеней точности, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами от I до I2. В приборостроении наиболее часто применяют 6-9-ю степени точности.

Показателями качества (точности) передач являются: кинематическая точность, плавность работы, пятно контакта зубьев и боковой зазор между рабочими профилями зубьев.

Кинематическая точность характеризуется наибольшей погрешностью функции положения при работе передачи в одном направлении, т.е. разностью между действительным и номинальным (расчетным) значениями угла поворота ведомого колеса: для зубчатого колеса - в пределах его оборота; для зубчатой передачи - за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес; для реечной передачи - при перемещении рейки на заданную длину, а также наибольшей погрешностью передаточного отношения за один оборот. Этот показатель является определяющим для отсчетных и делительных цепей, а также для быстроходных передач из-за опасности резонансных и других колебаний и шума.

Плавность работы характеризуется плавностью изменения кинематической погрешности и проявляется в виде многократно повторяющихся колебаний скорости за один оборот, что приводит к динамическим нагрузкам. Этот показатель особенно важен для силовых и точных высокоскоростных передач, а также для передач, к которым предъявляют повышенные требования к плавности работы (регистрирующая и записывающая аппаратура и т.п.).

Пятно контакта характеризует полноту прилегания зубьев и концентрацию нагрузки по их поверхности. Этот показатель весьма важен для силовых передач.

Боковой зазор предназначен для обеспечения свободного вращения колес при температурных деформациях, а также для ком-

пенсации погрешностей сборки и изготовления, размещения смазки. Этот показатель существенно влияет на работоспособность реверсивных передач и является одной из причин так называемого мертвого хода передач.

Показатели кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев нормируются стандартами. Требования к боковому зазору нормируются видом сопряжения независимо от степени точности зубчатых колес и передач; за основу деления по видам сопряжения принято значение минимального гарантированного бокового зазора $j_{n \min}$.

Для зубчатых и червячных передач ($m < 1$ мм) установлено пять видов сопряжений: сопряжение H, при котором $j_{n \min} = 0$, сопряжения G, F, E, D, при которых $j_{n \min} > 0$. Для передач с $m \geq 1$ мм - шесть видов сопряжений: H, E, D, C, B, A.

Стандартами (для $m < 1$ мм) установлено четыре вида допуска на боковой зазор T_{j_n} : h, g, f, e (обозначения расположены в порядке увеличения допуска). Для передач с $m \geq 1$ мм установлено восемь видов допуска на боковой зазор T_{j_n} : h, d, c, b, a, z, y, x. Следует отметить, что с каждым видом сопряжения употребляется определенный вид допуска, обозначаемый строчной буквой, аналогичной букве вида сопряжения (например, с H-h; с B-b и т.д.). Исключения составляют сопряжения D ($m < 1$ мм) и E ($m < 1$ мм), для которых установлены виды допуска e и h соответственно.

Для каждого показателя качества стандарты устанавливают комплексные или элементарные показатели точности для контроля зубчатых колес и передач, из которых либо один, либо два в совокупности определяют степень точности колеса и образуют контрольные комплексы. Например, для цилиндрических зубчатых колес предусматриваются следующие показатели кинематической точности:

- 1) кинематическая погрешность зубчатого колеса $F'_{I\Gamma}$ или
- 2) накопленная погрешность шага $F_{\rho\Gamma}$, под которой понимается погрешность во взаимном расположении зубьев колеса, измеренная по одной окружности, или
- 3) радиальное биение зубчатого венца $F'_{r\Gamma}$ и колебание длины общей нормали $F_{0\omega\Gamma}$ как комплекс из двух показателей, или
- 4) радиальное биение зубчатого венца $F_{r\Gamma}$ и погрешность

обката $F_{сг}$, под которой понимается кинематическая погрешность станка при образовании зубьев колеса, или

5) колебание измерительного межосевого расстояния $F_{iг}''$ за оборот зубчатого колеса, или

6) радиальное биение зубчатого венца $F_{гг}$, или

7) погрешность обката $F_{сг}$ и колебание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса $F_{iг}''$, или

8) для передачи — наибольшая кинематическая погрешность передачи $F_{iог}'$.

Необходимо отметить, что показатели $F_{iг}'$ и $F_{гг}$ характеризуют кинематическую погрешность колеса, которая возникает в основном от погрешности станка и неточности установки заготовки при обработке. В контрольных комплексах один показатель выявляет погрешности, вносимые станком, другой — погрешности, возникающие из-за погрешности установки заготовки на станок.

Показателями точности колеса по нормам плавности являются:

1) местная кинематическая погрешность $f_{iг}'$; 2) отклонение шага, которое характеризует кинематическую погрешность зубчатого колеса при его повороте на один номинальный шаг f_{pbr} ;

3) колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе $f_{iг}''$; 4) комплекс из двух показателей — погрешности профиля зуба $f_{гг}$ и отклонения шага зацепления f_{pbr} , равного разности между действительным и номинальным шагами зацепления;

5) комплекс из двух показателей — отклонения шага $f_{ptг}$ и отклонения шага зацепления f_{pbr} .

Зубчатая передача характеризуется показателем $f_{iог}'$ — местной кинематической погрешностью.

Показателями контакта зубьев цилиндрических колес и передач являются: 1) погрешность направления зуба $F_{βг}$; 2) непараллельность и перекос осей $f_{xг}$, $f_{yг}$; 3) суммарное пятно контакта.

Наиболее часто степень точности колеса по нормам контакта определяют по пятну контакта. Допуск на пятно контакта оценивается по формулам

$$\frac{\alpha}{b} \cdot 100\% \quad \text{и} \quad \frac{h_p}{h_{n1}} \cdot 100\%,$$

где α — длина пятна; b — длина зуба; h_p — высота пятна; h_{n1} — высота зуба.

Боковой зазор цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления регламентируется следующими показателями: 1) наименьшим дополнительным смещением исходного контура E_{Hs} ; 2) средней длиной общей нормали T_{wm} ; 3) длиной общей нормали T_{wr} ; 4) предельным отклонением измерительного межосевого расстояния (верхнее и нижнее) $(+E_{\alpha''sr}, -E_{\alpha''sg})$; 5) размером по роликам T_{Mr} ; 6) для нерегулируемой передачи — отклонением межосевого расстояния $f_{ог}$.

Подобные показатели предусматриваются и для других видов передач. Каждый из показателей точности и бокового зазора является равноправным с другими. Стандарты не регламентируют их выбор. Они назначаются конструктором по согласованию с изготовителем и указываются на чертежах или в другой технической документации.

При сравнительной (например, расчетной) оценке влияния точности передач на их эксплуатационные качества для всех видов передач предпочтительными являются функциональные показатели

$F_{iог}'$, $f_{iог}'$ и суммарное пятно контакта.

В настоящей работе рассматриваются только те показатели, которые используются непосредственно при расчете передач на точность. Приводимые справочные данные для зубчатых колес, червяков и реек даны относительно их измерительных базовых поверхностей (центрирующих отверстий зубчатых и червячных колес, цапф валов-трибков и червяков). При расчете точности передач следует учитывать погрешности, вносимые при изменении баз.

Условное обозначение точности зубчатых колес и передач.

Для зубчатых передач указывают три цифры: первая — степень точности по нормам кинематической точности; вторая — степень по нормам плавности работы; третья — степень по нормам контакта зубьев; две буквы: первая — вид сопряжения, вторая — вид допуска на боковой зазор (если вид допуска соответствует виду сопряжения, то вторая буква опускается); номер стандарта. Например, 8-7-6 — В α ГОСТ 1643-81.

Если степени точности по трем нормам одинаковы и вид допуска на боковой зазор соответствует виду сопряжения, то точность передачи обозначают одной буквой и одной цифрой. Например, 7-G ГОСТ 1758-81.

Для реечных и червячных передач сохраняется такой же порядок обозначения точности. Отличие заключается в том, что в условном обозначении точности указывают точность изготовления обоих сопряженных элементов. Для реечной передачи в числителе указывают точность изготовления зубчатого колеса, а в знаменателе - рейки:

$$\frac{8-7-7-Gf}{9-8-8-Gf} \frac{\text{ГОСТ 9178-81}}{\text{ГОСТ 13506-81}}$$

Для червячной передачи в числителе указывают точность изготовления червяка, а в знаменателе - колеса:

$$\frac{7-G}{6-G} \frac{\text{ГОСТ 9774-81}}{\text{ГОСТ 9178-81}}$$

Допуски цилиндрических зубчатых передач даны в ГОСТ 9178-81 (для передач $0,1 \leq m < 1$ мм) и ГОСТ 1643-81 (для $m = 1 \dots 55$ мм). Эти стандарты распространяются на эвольвентные цилиндрические зубчатые колеса и зубчатые передачи внешнего и внутреннего зацепления с прямозубыми и косозубыми колесами с исходным контуром по ГОСТ 9587-81*.

Допуски конических зубчатых передач регламентируются ГОСТ 9368-81 (для передач с $m < 1$ мм) и ГОСТ 1758-81 (для $m = 1 \dots 55$ мм); они распространяются на зубчатые передачи внешнего зацепления с прямозубыми колесами с исходным контуром по ГОСТ 9587-81*.

Допуски червячных цилиндрических передач установлены ГОСТ 9474-81 (для передач с $m < 1$ мм) и ГОСТ 3675-81 (для $m = 1 \dots 25$ мм). Стандарты распространяются на передачи с архимедовыми, эвольвентными и другими червяками, а также на червячные передачи с перекрещивающимися осями, состоящие из цилиндрического червяка (по ГОСТ 20184-81) и цилиндрического прямозубого и косозубого колес или рейки с исходным контуром по ГОСТ 9587-81* и нормами точности по ГОСТ 9178-81 и ГОСТ 13506-81*.

Допуски реечных передач с прямозубым или косозубым колесом регламентируются ГОСТ 13506-81* (для $m \leq 1$ мм) и ГОСТ 10242-81 (для $m = 1 \dots 40$ мм). Стандарты распространяются на зубчатые рейки и передачи, состоящие из эвольвентного цилиндрического прямозубого или косозубого колеса и рейки с исходным контуром по ГОСТ 9587-81*, а также на реечные передачи, состоящие из рейки и цилиндрического червяка со стандартным исходным контуром.

3.2. Расчет показателей точности элементарных передач

Методы расчета элементарных зубчатых и других передач на точность без учета упругих деформаций элементов этих передач установлены ГОСТ 21098-82. В качестве показателей точности по стандарту установлены кинематическая погрешность и погрешность мертвого хода. Определение этих погрешностей может выполняться по методу максимума-минимума и вероятностным методом.

3.2.1. Определение кинематической погрешности

Цилиндрические передачи. Минимальное значение кинематической погрешности $F'_{i0 \min}$ в микрометрах для передач любой точности, кроме 7-й и 8-й степеней точности, рассчитывают по формуле

$$F'_{i0 \min} = 0,62 K_s (F'_{t1} + F'_{t2}); \quad (102)$$

для передач 7-й и 8-й степеней точности

$$F'_{i0 \min} = 0,71 K_s (F'_{t1} + F'_{t2}), \quad (103)$$

где K_s - коэффициент фазовой компенсации; F'_{t1} и F'_{t2} - допуск на кинематическую погрешность шестерни и колеса соответственно.

Значения F'_{t1} и F'_{t2} рассчитывают по формуле

$$F'_t = F_p + f_f, \quad (104)$$

где F_p - допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса (шестерни); f_f - допуск на погрешность профиля зуба.

Значение F_p выбирают в зависимости от степени точности по нормам кинематической точности (табл. П2.1) а f_f - по нормам плавности работы (табл. П2.2), коэффициент фазовой компенсации K_s выбирают по табл. П2.3.

При расчете максимального значения кинематической погрешности в микрометрах кроме кинематических погрешностей колес учитывают приведенные погрешности монтажа шестерни $E_{\Sigma M1}$ и колеса $E_{\Sigma M2}$

$$F'_{i0 \max} = K \left[\sqrt{(F'_{t1})^2 + E_{\Sigma M1}^2} + \sqrt{(F'_{t2})^2 + E_{\Sigma M2}^2} \right], \quad (105)$$

где K - коэффициент фазовой компенсации (выбирают по табл. П2.3).

Расчетные соотношения для определения погрешностей монтажа приведены ниже.

Конические передачи. Минимальное значение кинематической погрешности передачи в микрометрах для всех степеней точности, кроме 7-й и 8-й, рассчитывают по формуле

$$F'_{i0min} = 0,67 K_s (F'_{i1} + F'_{i2}), \quad (I06)$$

для передач 7-й и 8-й степени точности

$$F'_{i0min} = 0,72 K_s (F'_{i1} + F'_{i2}), \quad (I07)$$

где K_s - коэффициент фазовой компенсации; F'_{i1} и F'_{i2} - допуски на кинематическую погрешность конических колес.

Значения F'_{i1} и F'_{i2} рассчитывают по формуле (I04).

Максимальное значение кинематической погрешности конической передачи рассчитывают по формуле (I05).

Значения F_p , K_s , K и f_f выбирают по табл. П2.1, П2.3 и П2.4 соответственно. При определении допуска F_p вместо делительного диаметра d' учитывают средний делительный диаметр d_m . Кроме того, под модулем передачи m понимают средний нормальный модуль m_n .

Реечные передачи. Минимальное значение кинематической погрешности передачи рассчитывают по формуле (I02) или (I03) в зависимости от точности передачи. Значение кинематической погрешности колеса и рейки определяют по формуле (I04). Допуск на накопленную погрешность шага колеса F_{p1} и рейки F_{p2} выбирают по табл. П2.1. При установлении значений F_{p2} для рейки вместо делительного диаметра d следует принимать длину рейки L в миллиметрах. Значения допуска f_f выбирают по табл. П2.2.

Максимальное значение кинематической погрешности реечной передачи

$$F'_{i0max} = K \left[\sqrt{(F'_{i1})^2 + E_{\Sigma M1}^2} + F'_{i2} \right]. \quad (I08)$$

Значения коэффициентов фазовой компенсации K , K_s выбирают по табл. П2.5.

Червячные передачи. Минимальное значение кинематической погрешности передачи в микрометрах

$$F'_{i0min} = 0,62 (0,7 F'_{i1} + F'_{i2}), \quad (I09)$$

где F'_{i1} , F'_{i2} - значение кинематической погрешности червяка и колеса соответственно.

Значение F'_{i1} определяют по формуле

$$F'_{i1} = f_{hk} + f_{f1}, \quad (I10)$$

где f_{hk} - допуск на погрешность винтовой линии на длине нарезанной части червяка (табл. П2.6); f_{f1} - допуск на погрешность профиля червяка (табл. П2.6).

Значение кинематической погрешности колеса F'_{i2} рассчитывают по формуле (I02) или (I03). Допуски F_p и f_f определяют по табл. П2.1 и П2.2.

При определении максимального значения кинематической погрешности передачи дополнительно учитывают суммарные приведенные погрешности монтажа червяка $E_{\Sigma M1}$ и колеса $E_{\Sigma M2}$.

$$F'_{i0max} = 0,8 \left[\sqrt{(F'_{i1})^2 + E_{\Sigma M1}^2} + \sqrt{(F'_{i2})^2 + E_{\Sigma M2}^2} \right]. \quad (I11)$$

Для всех видов передач значение кинематической погрешности при расчете по вероятностному методу

$$F'_{iop} = K_p F'_{i0max}. \quad (I12)$$

Значение коэффициента K_p в зависимости от вида передачи и принимаемого процента риска p выбирают по табл. П2.7-П2.9.

3.2.2. Расчет погрешностей мертвого хода

Определение минимального значения мертвого хода (цилиндрические, конические, червячные и реечные передачи):

$$j_{tmin} = \frac{j_n min}{\cos \alpha \cos \beta}, \quad (I13)$$

где $j_n min$ - минимальное значение гарантированного бокового зазора соответствующей передачи; α - угол профиля исходного контура; β - угол наклона боковой стороны профиля.

Значения $j_n min$ для цилиндрических, реечных и червячных передач выбирают по табл. П2.10, для конической - по табл. П2.11.

Определение максимального значения мертвого хода передач

Цилиндрические передачи. Максимальное значение мертвого хода рассчитывают по формуле

$$j_{t \max} = 0,7(E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0,5(T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2(+f_{\alpha})^2 + \Delta p_1^2 + \Delta p_2^2}, \quad (II4)$$

где E_{HS1} , E_{HS2} - наименьшее смещение исходного контура шестерни и колеса; T_{H1} , T_{H2} - допуск на смещение исходного контура шестерни и колеса соответственно; f_{α} - допуск на отклонение межосевого расстояния передачи; Δp_1 , Δp_2 - радиальные зазоры в опорах шестерни и колеса соответственно.

Значения припусков f_{α} , E_{HS} , T_H выбирают по табл. П.10, П.12-П.14.

Конические передачи. При определении максимального значения мертвого хода передачи учитывают наименьшее отклонение средней делительной толщины зубьев шестерни и колеса по хорде E_{SS} и допуск T_S , предельное осевое смещение зубчатых венцов шестерни и колеса f_{AM} , осевые $\Delta \alpha$ и радиальные зазоры Δp в опорах, предельное отклонение межосевого угла:

$$j_{t \max} = 0,94(E_{SS1} + E_{SS2}) + \sqrt{0,46\{[(-f_{AM1}) \sin \delta_1]^2 + [(-f_{AM2}) \sin \delta_2]^2 + (\Delta \alpha_1 \sin \delta_1)^2 + (\Delta \alpha_2 \sin \delta_2)^2 + [E_{\Sigma}]^2 + (\Delta p_1 \cos \delta_1)^2 + (\Delta p_2 \cos \delta_2)^2\} + 0,9(T_{S1}^2 + T_{S2}^2)}. \quad (II5)$$

Здесь δ_1 и δ_2 - углы делительных конусов конических колес.

Значения E_{SS} , f_{AM} , E_{Σ} и T_S определяют по табл. П.15-П.18.

Реечные передачи. Максимальное значение мертвого хода передачи

$$j_{t \max} = 0,7(E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0,5(T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2(+f_{\alpha})^2 + \Delta p_1^2}. \quad (II6)$$

Значение наименьшего дополнительного смещения исходного контура E_{HS} и допуск на это смещение T_H для колеса определяют по табл. П.12 и П.13, для рейки - по табл. П.19 и П.20; значения f_{α} - по табл. П.10.

Червячные передачи. При расчете максимального значения мертвого хода передач учитывают наименьшее отклонение толщины витка червяка по хорде E_{SS} и допуск на это отклонение T_S , предельное (положительное) отклонение межосевого расстояния f_{α} , предельное отклонение межосевого расстояния в обработке $f_{\alpha c}$, а также радиальные и осевые зазоры в опорах элементов передач $\Delta \alpha$ и Δp ; максимальное значение мертвого хода рассчитывают по формуле

$$j_{t \max} = 0,94 E_{SS} + \sqrt{0,9(T_S^2 + \Delta \alpha_1^2) + 2[(+f_{\alpha})^2 + (+f_{\alpha c})^2] + \Delta p_1^2 + \Delta p_2^2}. \quad (II7)$$

Значения допусков E_{SS} , T_S , f_{α} и $f_{\alpha c}$ выбирают по табл. П.21-П.24.

Определение погрешности монтажа. Показателями точности монтажа колес являются монтажные радиальные и монтажные осевые биения. Для цилиндрических, конических и косозубых передач суммарную погрешность монтажа определяют по формуле

$$E_{\Sigma M} = \sqrt{\left(\frac{e_r \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right)^2 + (e_a \operatorname{tg} \beta)^2}, \quad (II8)$$

где α - угол исходного профиля колеса; β - делительный угол наклона линии зуба (для конических колес - к образующей начального конуса); e_a - монтажное осевое биение зубчатого колеса; e_r - монтажное радиальное биение зубчатого колеса.

Если допуски на монтажные радиальные и осевые биения зубчатых колес не заданы, то монтажное радиальное и осевое биения находят по формулам

$$e_r = 0,85 \sqrt{\sum_{i=1}^n e_i^2}; \quad e_a = 0,85 \sqrt{\sum_{j=1}^n e_j^2}, \quad (II9)$$

где e_i , e_j - допуски на погрешность, создающие первичные радиальные и осевые биения соответственно. Значения e_i и e_j уста-

навливаются по рабочим чертежам или другой технической документации.

Суммарную приведенную погрешность монтажа цилиндрического червяка определяют по формуле

$$E_{\Sigma M} = 1,2 \sqrt{e_{\alpha}^2 + (e_r \operatorname{tg} \alpha_t \operatorname{tg} \gamma)^2}, \quad (120)$$

где e_{α} , e_r - допуски на осевое и радиальное биение витков червяка; α_t - торцевой угол профиля; γ - угол подъема линии червяка.

Следует отметить, что под монтажным радиальным (осевым) биением зубчатого колеса e_r (e_{α}) понимается составляющая радиального (осевого) биения зубчатого венца колеса, вращающегося на рабочей оси, определяемая радиальным (осевым) биением поверхности, сопряженной с посадочным местом колеса.

Определение угловой погрешности элементарной передачи.

Погрешности зубчатых и червячных передач обычно оценивают в угловых минутах и относят к ведомому колесу передачи.

Если известно значение кинематической погрешности передачи F'_{i0} в микрометрах, то погрешность указанных передач в угловых минутах

$$\Delta \varphi'_{i0} = F'_{i0} \cdot 180 \cdot 60 / \left(\frac{m z_2}{2} \cdot 1000 \pi \right) = 6,88 F'_{i0} / m z_2, \quad (121)$$

где m - модуль передачи, мм; z_2 - число зубьев ведомого колеса.

Мертвый ход всех видов передач в угловых минутах

$$\Delta \varphi_{\text{л}} = 6,88 \frac{j_t}{\alpha_2} = 6,88 \frac{j_t}{m z_2}, \quad (122)$$

где j_t - значение мертвого хода рассчитываемой передачи, мкм; m - модуль передачи, мм.

Для цилиндрических передач (при $\alpha = 20^\circ$) минимальное значение мертвого хода

$$\Delta \varphi_{\text{л min}} = 7,32 \frac{j_n}{m z_2}, \quad (123)$$

где j_n - боковой зазор между зубьями по общей нормали к профилям, мкм; m , мм.

Упругий мертвый ход от угловой деформации рабочих участков валов, передающих крутящий момент при реверсе, в угловых минутах

$$\Delta \varphi_{\text{у}} = 70400 M_k l / (G d^4), \quad (124)$$

где M_k - крутящий момент, передаваемый данным валом, Н·мм; l и d - длина и диаметр рабочего участка вала, мм; G - модуль сдвига материала вала, Н/мм².

3.3. Расчет показателей точности кинематических цепей

Расчет кинематических цепей на точность регламентируется ГОСТ 21098-82. Требования стандарта распространяются на кинематические цепи, состоящие из нерегулируемых зубчатых, червячных и реечных передач. В качестве показателей точности кинематической цепи принимают кинематическую погрешность $\Delta \varphi_{i0\Sigma}$ и погрешность мертвого хода $\Delta \varphi_{\text{л}\Sigma}$. Общая погрешность кинематической цепи $\Delta \Sigma$ находится как сумма указанных погрешностей, приведенных к одному валу устройства, как правило, выходному

$$\Delta \Sigma = \Delta \varphi_{i0\Sigma} + \Delta \varphi_{\text{л}\Sigma}. \quad (125)$$

Значение $\Delta \Sigma$ определяют методом максимума-минимума или вероятностным методом.

3.3.1. Определение погрешности кинематической цепи методом максимума-минимума

При расчете по методу максимума-минимума учитывают предельные отклонения составляющих звеньев и самые неблагоприятные их сочетания.

Расчет кинематической погрешности цепи. Для кинематической цепи, состоящей из n элементарных передач, расчетное соотношение для определения погрешности $\Delta \varphi_{i0\Sigma}^{\varphi}$, приведенной к выходному валу, имеет вид

$$\Delta \varphi_{i0\Sigma}^{\varphi} = \sum_{j=1}^n \xi_j \cdot \Delta \varphi_{i0j}^{\varphi}, \quad (126)$$

где $\Delta \varphi_{i0j}^{\varphi}$ - значение кинематической погрешности j -й элементарной передачи в кинематической цепи с учетом фактического угла поворота ведомого колеса передачи; ξ_j - передаточный коэффициент j -й передачи. Значение $\Delta \varphi_{i0j}^{\varphi}$ рассчитывают по формуле

$$\Delta \varphi_{ioj}^{\varphi} = \Delta \varphi_{ioj} \cdot K_{\varphi} \quad (I2)$$

где $\Delta \varphi_{ioj}$ - значение кинематической погрешности передачи и ходят по формулам (I21)-(III) в зависимости от типа передачи; K_{φ} - коэффициент, учитывающий зависимость кинематической погрешности рассчитываемой передачи от фактического максимального угла поворота ее выходного колеса. Значение K_{φ} выбирают по табл. П2.25. Если угол поворота звена, к которому приводится погрешность $\varphi_{\text{в}} \geq 2\pi$, то принимают $K_{\varphi} = 1$ для всех элементарных передач.

Угол поворота ведомого колеса j -й передачи

$$\varphi_j = \varphi_{\text{в}} / \xi_j \quad (I2)$$

где $\varphi_{\text{в}}$ - угол поворота звена привода.

Передаточный коэффициент j -й элементарной передачи определяют по формуле

$$\xi_j = \frac{1}{i_{j-\text{в}}} \quad (I2)$$

где $i_{j-\text{в}}$ - передаточное отношение кинематической цепи между выходными валами j -й передачи и привода.

Расчет погрешности мертвого хода кинематической цепи.

Его выполняют по формуле

$$\Delta \varphi_{\text{л}\Sigma} = \sum_{j=1}^n \xi_j \Delta \varphi_{\text{л}j} \quad (I3)$$

где $\Delta \varphi_{\text{л}j}$ - значение погрешности мертвого хода j -й элементарной передачи, находят по формулам (II3)-(II7) в зависимости от типа передачи; ξ_j - передаточный коэффициент j -й передачи, находят по формуле (I29).

3.3.2. Расчет погрешности кинематической цепи вероятностным методом

При вероятностном методе расчета точности цепи учитывают законы или характеристики распределения погрешностей элементов цепи и вероятность различных сочетаний отклонений звеньев, входящих в рассчитываемую цепь. При практических расчетах задают процентом риска p - вероятностью выхода параметра (размера) за пределы допуска. При расчете предельного значения кинематической погрешности и мертвого хода принимают $p = 0,27\%$.

Расчет кинематической погрешности вероятностным методом.

Сначала определяют минимальные и максимальные значения кинематических погрешностей элементарных передач $\Delta \varphi_{io\text{min}}$ и $\Delta \varphi_{io\text{max}}$ по формулам (I21) и (I22), в зависимости от типа передач. Затем вычисляют фактические углы поворота выходных звеньев передач φ_j , определяют значение коэффициента K_{φ} для каждой передачи по табл. П2.25 и вычисляют значение кинематической погрешности передачи по формуле (I27). Далее определяют координаты середины поля рассеяния E_{ij} и поле рассеяния V_{ij} погрешностей для каждой передачи по формулам

$$E_{ij} = (\Delta \varphi_{io\text{max}}^{\varphi} + \Delta \varphi_{io\text{min}}^{\varphi}) / 2 \quad (I31)$$

$$V_{ij} = \Delta \varphi_{io\text{max}}^{\varphi} - \Delta \varphi_{io\text{min}}^{\varphi}$$

Вероятностное значение кинематической погрешности цепи

$$\Delta \varphi_{io\Sigma}^p = E_{i\Sigma}^p + t_1 \sqrt{\sum_{j=1}^n (\xi_j V_{ij})^2} \quad (I32)$$

где $E_{i\Sigma}^p$ - суммарная координата середины поля рассеяния кинематической погрешности цепи; t_1 - коэффициент, учитывающий процент принятого риска (табл. П2.26).

Значение $E_{i\Sigma}^p$ рассчитывают по формуле

$$E_{i\Sigma}^p = \sum_{j=1}^n \xi_j E_{ij} \quad (I33)$$

Передаточные коэффициенты элементарных передач находят по формуле (I29).

Расчет мертвого хода кинематической цепи. Его вероятностное значение вычисляют по формуле

$$\Delta \varphi_{\text{л}\Sigma}^p = E_{\text{л}\Sigma}^p + t_2 \sqrt{\sum_{j=1}^n (\xi_j V_{\text{л}j})^2} \quad (I34)$$

где $E_{\text{л}\Sigma}^p$ - значение координаты середины поля рассеяния логовой погрешности кинематической цепи; t_2 - коэффициент, учитывающий процент риска; ξ_j - передаточный коэффициент рассчитываемой передачи; $V_{\text{л}j}$ - поле рассеяния мертвого хода рассчиты-

тываемой передачи.

Значение $E_{л\Sigma}^p$ рассчитывают по формуле

$$E_{л\Sigma}^p = \sum_{j=1}^n \xi E_{лj} \quad (135)$$

Координаты середины поля рассеяния $E_{лj}$ и поле рассеяния $V_{лj}$ мертвого хода элементарных передач

$$E_{лj} = (\Delta\varphi_{л\max j} + \Delta\varphi_{л\min j})/2, \quad (136)$$

$$V_{лj} = \Delta\varphi_{л\max j} - \Delta\varphi_{л\min j}$$

Порядок определения $\Delta\varphi_{л\min}$, $\Delta\varphi_{л\max}$ и ξ_j рассмотрен выше.

3.4. Проверочный расчет кинематических цепей на точность

Задачей проверочного расчета является определение погрешности зубчатого механизма и проверка выполнения условия (101), а также оценка целесообразности назначения точностных параметров передач, конструктивно-технологических и схемных решений, принятых при проектировании ЭМП.

3.4.1. Выбор точностных параметров зубчатых и червячных передач

К моменту выполнения проверочного расчета точностные параметры передач должны быть известны по результатам проектного расчета или назначены на основании личного опыта разработчика, расчета или рекомендаций, приводимых в справочной или учебной литературе.

Выбор степеней точности. При назначении степеней точности учитывают требования к кинематической точности, плавности и бесшумности работы, окружную скорость, передаваемую мощность и т.п. Эти и другие требования устанавливают исходя из назначения и условий эксплуатации ЭМП. Затем анализируют условия применения наиболее распространенных степеней точности в ПУ, подбирают для проектируемых зубчатых передач те степени точности, условия применения которых близки к рассматриваемым.

Наиболее часто используют зубчатые и червячные передачи 6-, 7- и 8-й степеней точности.

6-я степень точности применяется в высокоточных следящих системах, приборах управления, отчетных измерительных устройствах и других высокоточных устройствах, а также в цилиндрических передачах, работающих при $V > 8$ м/с, в конических передачах при V до 8 м/с и червячных с однозаходным червяком при $n \geq 4000$ об/мин. Эту степень точности назначают для передач с повышенными требованиями к плавности работы и шумовым явлениям, а также для выходных звеньев с большой ценой отсчета.

7-я степень точности применяется наиболее часто. Она назначается для точных передач, а также для цилиндрических и конических передач, работающих при V до 8 м/с и V до 6 м/с соответственно, а также для червячных передач при $n \geq 2000$ об/мин.

8-я степень точности применяется в передачах средней точности, а также в цилиндрических передачах при V до 5 м/с, конических при V до 3 м/с и червячных при $n < 2000$ об/мин. Она соответствует экономическому уровню точности, а следовательно, имеет невысокую стоимость. Поэтому при проектировании ЭМП в первую очередь следует остановить внимание на этой степени точности, переходя к более высоким степеням лишь в случае необходимости.

Степень точности передач может быть назначена одинаковой по всем трем показателям качества передач или разной. Комбинирование степеней точности позволяет повысить работоспособность и технологичность передач за счет назначения повышенных точностных требований только на наиболее важные параметры передачи. По стандартам допускается устанавливать нормы плавности на одну степень точнее или на одну-две степени грубее норм кинематической точности. Степени точности по нормам контакта зубьев часто назначают одинаковыми со степенями точности по нормам плавности; в силовых передачах нормы контакта зубьев могут назначаться на одну степень точнее или на одну-две грубее степеней норм плавности.

Рекомендации по назначению вида сопряжения. Вид сопряжения и допуск на боковой зазор для регулируемой передачи назначают независимо от степени точности. При этом учитывают допустимый мертвый ход, изменения размеров из-за колебаний температуры, окружные скорости колеса, коэффициенты линейного расширения материалов корпуса и колеса, наличие смазки.

При выборе вида сопряжения для передач с $m < 1$ мм можно руководствоваться следующими рекомендациями.

Сопряжение *H* применяется при жестких требованиях к мертвому ходу в тихоходных ступенях отсчетных и других точных механизмов и следящих систем (материалы корпуса и колес должны иметь одинаковые или близкие коэффициенты линейного расширения), а также в передачах, работающих при стабильном температурном режиме.

Сопряжение *G* применяется при небольшом мертвом ходе в таких же механизмах при стабильных средних числах оборотов, а также небольших колебаниях температуры (материалы корпуса и колес могут иметь разные коэффициенты линейного расширения).

Сопряжение *F* применяют при нежестких требованиях к мертвому ходу быстроходных ступеней отсчетных и других точных механизмов, следящих систем и силовых редукторов при средней и большой частоте вращения колес и значительных колебаниях температуры (материалы корпуса и колеса имеют разные коэффициенты линейного расширения).

Сопряжения *E* и *D* применяют в механизмах с пониженными требованиями к точности, большими колебаниями температуры и разными коэффициентами линейного расширения материалов колес и корпуса.

В ряде случаев выбор вида сопряжения осуществляют по значению бокового зазора, необходимому для температурной компенсации или размещения смазки. В общем случае расчетное значение бокового зазора

$$j_p = j_n^t + j_c, \quad (I37)$$

где j_n^t - боковой зазор, соответствующий максимальной рабочей температуре; j_c - боковой зазор, необходимый для размещения слоя смазки.

Значение j_n^t рассчитывают для цилиндрических, конических и червячных передач соответственно по следующим формулам:

$$j_n^t = 0,684 \alpha_w [\alpha_{з.к} (t_{з.к} - 20^0) - \alpha_{кор} (t_{кор} - 20^0)], \quad (I38)$$

$$j_n^t = 0,684 Re (tg \delta_1 + tg \delta_2) [\alpha_{з.к} (t_{з.к} - 20^0) - \alpha_{кор} (t_{кор} - 20^0)], \quad (I39)$$

$$j_n^t = 2 \alpha_w \alpha_{кор} (t_{кор} - 20^0) - [(\alpha_{з.к} \alpha_{з.к} + \alpha_{ч} \alpha_{ч}) (t_{ч} - 20^0)] \cos \gamma \cdot \sin \alpha, \quad (I40)$$

где $\alpha_{з.к}$, $\alpha_{кор}$, $\alpha_{ч}$ - коэффициенты линейного расширения материалов зубчатого колеса, корпуса и червяка соответственно; $t_{з.к}$, $t_{кор}$, $t_{ч}$ - температура нагрева зубчатого колеса, корпуса и червяка соответственно.

Значение зазора, необходимого для размещения смазки, определяют из выражения

$$j_c = (0,01 \dots 0,03) m. \quad (I41)$$

Здесь m - в мм; принимают для тихоходных передач $j_c = 0,01 m$, для быстроходных - $j_c = 0,03 m$.

По расчетному значению j_p в зависимости от типа передач по табл. П2.10, П2.11 подбирают вид сопряжения по условию (ближайшее большее)

$$j_p \leq j_n \min. \quad (I42)$$

После назначения степени точности и вида сопряжения приступают к определению погрешностей кинематической цепи.

3.4.2. Порядок выполнения проверочного расчета

В соответствии с заданием выполняют расчеты кинематической погрешности цепи или мертвого хода, либо и то и другое методом максимума-минимума или вероятностным методом. Рассмотрим последовательность этих расчетов.

Расчет кинематической погрешности цепи методом максимума-минимума.

1. Установление по стандартам (по табл. П2.1-П2.9 в зависимости от типа передач) значений величин, необходимых для расчета кинематической погрешности передачи согласно назначенным ранее степеням точности и видам сопряжений.

2. Расчет максимальных значений кинематических погрешностей передач $F'_{io \max}$ по формулам (I02)-(III) в зависимости от типа передачи.

3. Определение погрешностей передач в угловых минутах по формуле (I21).

4. Определение передаточных коэффициентов передач ξ_j по формуле (I29).

5. Определение углов поворота ведомых колес элементарных передач по формуле (I28). Этот расчет выполняют при наличии в кинематической цепи звеньев, совершающих неполный оборот. По фактическому значению φ_j устанавливают значение коэффициента K_φ (табл. II.25) и рассчитывают значение $\Delta\varphi_{ioj}^\varphi$ по формуле (I27).

6. Вычисление кинематической погрешности устройства по формуле (I26).

7. Анализ результатов и принятие решения. Подробнее см. ниже.

Расчет кинематической погрешности цепи вероятностным методом.

1. Пп. 1-5 такие же, как при расчете методом максимума-минимума.

6. Определение координаты середины поля рассеяния E_{ij} и поля V_{ij} рассеяния погрешностей элементарных передач по формулам (I31).

7. Расчет вероятной кинематической погрешности цепи по формуле (I32). Предварительно по заданному проценту риска p устанавливают коэффициент t_1 (по табл. II.26) и вычисляют значение координаты середины поля рассеяния погрешности кинематической цепи по формуле (I33).

8. Аналогичен п. 7 предыдущего расчета.

Расчет мертвого хода кинематической цепи методом максимума-минимума.

1. Определение исходных данных для определения мертвого хода элементарных передач.

2. Расчет значения мертвого хода передач по формулам (I13)-(I20) в зависимости от типа передачи, а затем его значения в угловых минутах по формуле (I22) или (I23).

3. Определение значения передаточных коэффициентов соответствующих передач ξ_j .

70

4. Вычисление значения мертвого хода кинематической цепи по формуле (I30).

5. Анализ результатов расчета.

Расчет мертвого хода кинематической цепи вероятностным методом.

1. Пп. 1, 2 такие же, как и в предыдущем расчете. Отличие заключается в том, что в п. 2 дополнительно определяют минимальное значение мертвого хода.

3. Определение координаты середин полей рассеяния E_{lj} и поля рассеяния V_{lj} лфтовых погрешностей элементарных передач по формуле (I36).

4. Расчет мертвого хода кинематической цепи по формуле (I34). Предварительно в соответствии с принятым процентом риска p по табл. II.26 определяют значение коэффициента t_2 . Передаточные коэффициенты ξ_j передач берут из предыдущего расчета.

5. Анализ результатов расчета.

3.4.3. Анализ результатов расчета и способ достижения требуемой точности

Расчитанное значение погрешности (кинематической, мертвого хода или суммарной) сравнивают с допуском на соответствующую погрешность по условиям задания. Если условие (I01) выполняется (допустимо превышение расчетной погрешности заданного значения до 10%), то можно признать результаты расчета на точность приемлемыми. Если же условие выполняется с большим запасом, то это означает, что требования к точности элементов передач завышены. В этом случае следует назначить более грубые степени точности передач и выполнить снова расчет кинематической цепи и так до тех пор пока условие (I01) не будет выполнено должным образом.

Если расчетное значение погрешности превышает допустимое, то следует провести критический анализ результатов расчета и наметить рациональные способы достижения требуемой точности. Анализ следует начинать с проверки правильности назначения степеней точности и видов сопряжения передач, а также того, насколько разработанная конструкция, схема соответствуют основным принципам точностного проектирования устройств (распределение передаточного отношения по ступеням, геометрическая определенность соединений, ограничение смещения деталей, совмещение рабочих и базовых поверхностей и т.д.).

71

Приведем кратко основные способы, используемые для достижения требуемой точности:

1. Повышение точности изготовления элементов передач, в первую очередь выходных звеньев редукторов.
2. Назначение вида сопряжения с меньшим боковым зазором.
3. Конструктивно-технологические мероприятия, направленные на ограничение колебания температурного режима, мертвого хода и кинематической погрешности.

Для уменьшения мертвого хода можно предусмотреть в конструкции возможность регулирования межосевого расстояния или применение антилюфтовых колес на выходных ступенях редуктора. Для передач с регулируемым межосевым расстоянием мертвый ход принимается равным мертвому ходу при сопряжении H . Для передач с антилюфтовыми колесами вероятный боковой зазор принимается равным 2...3 мкм.

Для уменьшения погрешности упругого мертвого хода следует применять жесткие валы или уменьшать длину рабочего участка вала. Использование материалов зубчатых колес и корпуса с близкими значениями коэффициента линейного расширения позволяет уменьшить погрешности от действия температуры.

После выбора того или другого способа достижения требуемой точности снова проводят расчеты на точность, анализируют результаты и принимают решение.

Глава 4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 1. Подобрать электродвигатель для нерегулируемого ЭМП для работы в повторно-кратковременном режиме. Срок службы не менее 1000 часов. Нагрузка на выходном валу статическая, постоянная и равна $M_H = 1,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Угловая скорость выходного вала $\omega_H = 2 \text{ рад/с}$. Питание электродвигателя: 27 В постоянного тока. Привод должен обладать малой массой и габаритами. Схема привода выполнена согласно рис. 1а.

Поскольку питание двигателя осуществляется, согласно заданию, от сети постоянного тока, следует рассматривать двигатели ДПМ и ДПР, которые обладают высокими эксплуатационными характеристиками и имеют большой пусковой момент.

Для определения конкретного двигателя находим его расчетную мощность по формулам (1) и (4). Для рассматриваемого случая

можно достаточно точно выбрать η_0 . Наметим в качестве двигателя привода наиболее остроходный из данных серий, т.е. двигатель с частотой вращения 6000...9000 об/мин, и предположим, что в механизме используются прямозубые цилиндрические колеса, для которых рекомендуемое передаточное отношение в одной ступени $i = 8$. Можно установить с учетом формул (11), (12) и (31), что редуктор будет иметь не более четырех ступеней ($n = \frac{\lg i_0}{\lg i} = \frac{\lg 1000}{\lg 8} = \frac{\lg 300 \dots 450}{\lg 8}$). Задаваясь ориентировочно КПД одной ступени $\eta_{ст} = 0,98$, КПД опор $\eta_{подш} = 0,99$, находим $\eta_0 = \eta_{ст}^4 \cdot \eta_{подш} = 0,98^4 \cdot 0,99^3 = 0,8$. Тогда расчетная мощность двигателя

$$P_p = \frac{1,1 \cdot 2}{0,8} = 2,75 \text{ Вт}.$$

Следовательно, наиболее подходящим является двигатель ДПР 42-02 ($P_T = 3 \text{ Вт}$, $n_{дв} = 6000 \text{ об/мин}$). Коэффициент запаса по формуле (9) $\xi = \frac{3}{2,75} = 1,09$, что приемлемо, так как для данного типа ЭМП рекомендуется принимать $\xi = 1,05 \dots 1,1$.

Пример 2. Общее передаточное отношение мелко модульного редуктора $i_0 = 1000$. Определить число ступеней и разбить заданное передаточное отношение i_0 по ступеням при проектировании редуктора: 1) при условии минимума габаритов; 2) при условии минимизации погрешностей; 3) при одновременном удовлетворении требований минимизации габаритов, массы, момента инерции и погрешностей.

1. В случае проектирования редуктора при условии минимума габаритов оптимальное число ступеней редуктора находят по формуле (18) $n_{опт} = 1,85 \cdot \lg 1000 = 5,55$. Полученное число округляем до целого, таким образом, получаем $n = 6$. Определим передаточное отношение каждой ступени редуктора по формуле (19) $i_1 = i_2 = i_3 = i_4 = i_5 = i_6 = \sqrt[6]{1000} = 3,16$.

2. Редуктор разрабатывается при условии минимизации погрешностей. Примем, что максимальное передаточное отношение одной ступени $i = 8$. Число ступеней редуктора находим по формуле (31) $n_{опт} = \frac{\lg 1000}{\lg 8} = 3,33$. Так как передаточное отношение одной ступени не должно превышать 8, то примем $n = 4$.

Поскольку наибольшую погрешность редуктора дают две последние ступени, то передаточное отношение для них назначаем максимально возможным, т.е. $i_3 = i_4 = 8$. Тогда передаточное отношение остальных ступеней $i_1 \cdot i_2 = \frac{i_0}{i_3 i_4} = \frac{1000}{8 \cdot 8} = 15,6$. Распределение этого передаточного отношения между первой и второй ступенями осуществляют с учетом дополнительных требований, предъявляемых к ЭМП.

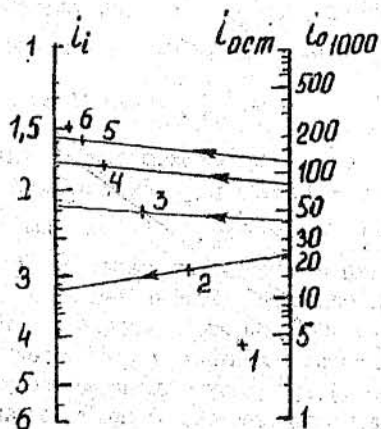


Рис. 6

3. При проектировании редуктора, удовлетворяющего указанному условию, рекомендуется число ступеней редуктора определять из условия минимизации габаритов [25], а разбиение общего передаточного отношения по ступеням выполнять по номограмме (рис. 6), назначая передаточное отношение тихоходной ступени максимально возможным. Передаточное отношение каждой ступени, начиная с первой, определяют по отметке левой шкалы, пересекаемой прямой, которая проводится последовательно через точки, обозначенные крестиком (номера точек соответствуют числу ступеней, для которых передаточные отношения не определены), и отметки на правой шкале, значения которых соответствуют произведению передаточных отношений тех же ступеней (рассчитывают путем деления общего передаточного отношения на известные пере-

даточные отношения ступеней).

Из условия минимизации габаритов $\lambda = 6$ назначаем передаточное отношение шестой (тихоходной) ступени $i_6 = 8$. Следовательно, число ступеней, для которых передаточные отношения не определены, $\pi = 5$, а приходящееся на них передаточное отношение равно $i_{ост} = \frac{i_0}{i_6} = \frac{1000}{8} = 125$. Проводим прямую через точки 5 и 125 (см. рис. 6). Эта прямая пересекает левую шкалу через отметку $i_1 = 1,58$, соответствующую передаточному отношению первой ступени i_1 . Для определения передаточного отношения второй ступени проводим прямую через точку 4 и отметку $i_{ост} = \frac{i_0}{i_6 i_1} = \frac{1000}{8 \cdot 1,58} = 79$. По левой шкале находим $i_2 = 1,75$ и анало-

гично определяем передаточные отношения остальных ступеней: $i_3 = 2,15$, $i_4 = 3,2$, $i_5 = 6,57$. Проверка: $i_0 = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_5 \cdot i_6 = 1,58 \cdot 1,75 \cdot 2,15 \cdot 3,2 \cdot 6,57 \cdot 8 = 999,86$.

Пример 3. Определить момент нагрузки, приведенный к валу двигателя. Схема ЭМП приведена на рис. 7. Момент нагрузки на валу III $M_{II} = 0,5$ Н·м. Момент потенциометра $M_{пот} = 2,35 \cdot 10^{-3}$ Н·м, КПД цилиндрической передачи $\eta_{II} = 0,98$.

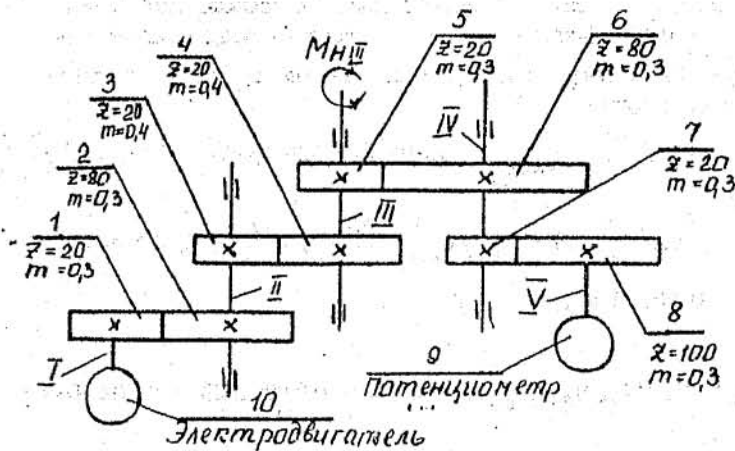


Рис. 7

Вариант 1. Моменты трения в опорах: $M_{\text{подш}2} = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$M_{\text{подш}3} = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M_{\text{подш}4} = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}$. Определяем моменты нагрузки на валу двигателя по формуле (47), начиная с вала потенциометра.

1. Момент потенциометра $M_{\text{пот}}$, приведенный к колесу z_6 ,

$$M_4 = \frac{M_{\text{пот}}}{i_{45} \eta_{45}} + M_{\text{подш}4} = \frac{2,35 \cdot 10^{-3}}{5 \cdot 0,95} + 0,3 \cdot 10^{-3} = 0,78 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Момент нагрузки на колесе z_4

$$M_3 = M_{\text{нш}} + \frac{M_4}{i_{34} \eta_{34}} + M_{\text{подш}3} = 0,5 + \frac{0,78 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 0,98} + 1,8 \cdot 10^{-3} = 0,502 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Момент нагрузки на колесе z_2

$$M_2 = \frac{M_3}{i_{23} \eta_{23}} + M_{\text{подш}2} = \frac{0,502}{5 \cdot 0,98} + 0,9 \cdot 10^{-3} = 0,103 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4. Момент нагрузки на колесе z_1 (на валу двигателя)

$$M_1 = \frac{M_2}{i_{12} \eta_{12}} = \frac{0,103}{4 \cdot 0,98} = 0,027 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вариант 2. Потери в опорах заданы с помощью КПД опор

$\eta_{\text{подш}} = 0,99$. Находим моменты нагрузок на валу двигателя по формуле (46). Моменты нагрузок определяем на тех же зубчатых колесах. Получим

$$M_4 = M_{\text{пот}} / (i_{45} \eta_{45} \eta_{\text{подш}4}) = 2,35 \cdot 10^{-3} / (5 \cdot 0,98 \cdot 0,99) = 0,48 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_3 = [M_4 / (i_{34} \eta_{34}) + M_{\text{нш}}] / \eta_{\text{подш}3} = [0,48 \cdot 10^{-3} / (4 \cdot 0,98) + 0,5] / 0,99 = 0,505 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_2 = M_3 / (i_{23} \eta_{23} \eta_{\text{подш}2}) = 0,505 / (5 \cdot 0,98 \cdot 0,99) = 0,103 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_1 = M_2 / (i_{12} \eta_{12}) = 0,103 / (4 \cdot 0,98) = 0,027 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Пример 4. Выбрать материалы и определить допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса малонагруженного цилиндрического редуктора. Передача реверсивная. Окружная скорость колес не более 5 м/с. Режим работы – длительный с постоянной внешней нагрузкой.

Поскольку окружная скорость не превышает 5 м/с, то для изготовления колес рекомендуется 7-я степень точности. В соответствии с рекомендациями п. 1.4.3 выбираем материалы: для шестерни – сталь 45, для колеса – сталь 35. Назначаем термообработку колес по табл. 7. Примем твердость колеса 200НВ. В соответствии с рекомендациями назначаем твердость материала зубьев шестерни на 20 единиц выше, чем колеса. Тогда твердость зубьев шестерни 220НВ. Определяем предельные контактные напряжения для шестерни и колеса. По табл. 10 находим: $\sigma_{HR1} = 2\text{НВ} + 70 = 2 \cdot 220 + 70 = 510 \text{ МПа}$; $\sigma_{HR2} = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа}$. Примем: коэффициент запаса $S_H = 1,1$; $K_{HL} = 1$ (так как по условию задачи режим работы длительный); $\alpha_R = 1$ (для 7-й степени точности рекомендуется назначать шероховатость поверхности зубьев $Ra = 1,25$); $\alpha_V = 1$ (для $V < 5 \text{ м/с}$). Тогда допускаемые напряжения: для шестерни $[\sigma_H]_1 = \frac{510}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 463,6 \text{ МПа}$; для колеса $[\sigma_H]_2 = \frac{470}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 427,3 \text{ МПа}$.

Определяем допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса. По табл. 10 рассчитываем предельные напряжения изгиба: для шестерни $\sigma_{FR1} = 1,8 \cdot 220 = 396 \text{ МПа}$, для колеса $\sigma_{FR2} = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа}$. Примем: коэффициент запаса $S_F = 2,2$; $K_{FL} = 1$, $K_{FC} = 0,65$ (передача реверсивная), тогда по формуле (70) получим $[\sigma_F]_1 = \frac{396 \cdot 0,65 \cdot 1}{2,2} = 117 \text{ МПа}$; $[\sigma_F]_2 = \frac{360 \cdot 0,65 \cdot 1}{2,2} = 106,4 \text{ МПа}$.

Пример 5. Определить модуль зубчатой цилиндрической передачи с $\alpha_1 = 20$ и $\alpha_2 = 100$. Момент нагрузки на колесо $M_H = 0,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Колесо изготовлено из стали 35, шестерня – из стали 45. Передача реверсивная. Допускаемые напряжения для шестерни $[\sigma_F]_1 = 124 \text{ МПа}$, для колеса $[\sigma_F]_2 = 111,8 \text{ МПа}$.

Определяем элемент передачи, по которому будем вести расчет. Для этого находим значение отношений $Y_{F1}/[\sigma_F]_1$ и $Y_{F2}/[\sigma_F]_2$. Коэффициенты Y_{F1} и Y_{F2} определяем по табл. 4. Для колеса получим $Y_{F2}/[\sigma_F]_2 = 3,75/III,8 = 0,033$; для шестерни $Y_{F1}/[\sigma_F]_1 = 4,15/124 = 0,032$. Расчет будем вести по колесу, для которого отношение $Y_{F2}/[\sigma_F]_2$ имеет большее значение. Вычисляем m по формуле (56), полагая $\psi_m = 8$, $K = 1,5$:

$$m \geq 1,4 \sqrt[3]{\frac{M_2 Y_{F2} K}{\psi_m z_2 [\sigma_F]_2}} = 1,4 \sqrt[3]{\frac{0,5 \cdot 1000 \cdot 3,75 \cdot 1,5}{8 \cdot 100 \cdot 111,8}} = 0,441 \text{ мм}$$

По табл. 6 находим ближайшее значение модуля. Принимаем $m = 0,5$ мм.

Пример 6. Рассчитать изгибные и контактные напряжения элементарной цилиндрической передачи $z_1 z_2$. Число зубьев шестерни $z_1 = 25$, колеса $z_2 = 150$. Момент на колесе $M_2 = 1350$ Н·мм, модуль зацепления $m = 0,5$ мм, ширина колеса $b_2 = 4$ мм, шестерни $b_1 = 5$ мм. Допускаемые изгибные напряжения для колеса, изготовленного из стали 40 (термообработка - нормализация),

$[\sigma_F]_2 = 140$ МПа (Н/мм²), для шестерни $[\sigma_F]_1 = 235$ МПа (Н/мм²), допускаемые контактные напряжения шестерни $[\sigma_H]_1 = 650$ МПа (Н/мм²), колеса $[\sigma_H]_2 = 520$ МПа (Н/мм²).

Действительные изгибные напряжения рассчитывают для колеса по формуле (86).

Предварительно принимаем $K = 1,2$; $K_m = 1,4$; $Y_{F2} = 3,75$ для $z_2 = 150$, $Y_{F1} = 4,15$ для $z_1 = 20$ (см. табл. 4). Тогда

$$\sigma_{F2} = 1,4^3 \cdot 1350 \cdot 1,2 \cdot 3,76 / (0,5^2 \cdot 4 \cdot 150) = 112,4 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F1} = 112,4 \cdot \frac{4,15}{3,75} = 124,3 \text{ МПа}$$

Контактные напряжения рассчитывают по формуле (83). Предварительно определяем K_α , α и i_{12} . Для стальных колес

$$K_\alpha = 49,5 \text{ МПа}^{1/3}$$

Находим

$$\alpha = m(\alpha_1 + \alpha_2)/2 = 0,5(25 + 150)/2 = 43,75 \text{ мм};$$

$$i_{12} = z_2/z_1 = 150/25 = 6;$$

$$\sigma_H = \sqrt{M_2 K K_\alpha^3 (1 + i_{12})^3 / (i_{12}^2 b_2 \alpha^2)} = \sqrt{1350 \cdot 1,2 \cdot 49,5^3 (1 + 6)^3 / (6^2 \cdot 4 \cdot 43,75^2)} = 502 \text{ МПа}$$

Результаты расчета показывают, что зубчатые колеса удовлетворяют условиям прочности (83) и (86).

Пример 7. Определить момент инерции ЭМП $J_{пр}$ (см. рис. 7), приведенный к валу двигателя. Дополнительно к валу III приложена инерционная нагрузка $J_H = 0,1$ кг·м². Момент инерции ротора двигателя $J_p = 0,22 \cdot 10^{-4}$ кг·м². Все колеса имеют одинаковую ширину венца (коэффициент $\psi_m = 8$) и изготовлены из сталей ($\rho = 7,8$ г/см³).

I. Определяем моменты инерции зубчатых колес. Перепишем формулу (80) в более удобном для расчета виде. С учетом $d = m z$ и $b = \psi_m \cdot m$ получим

$$J = \psi_m \cdot \rho \cdot z^4 \cdot m^5 \cdot 10^{-13}$$

(ρ в г/см³).

В результате расчета найдем

$$J_1 = J_5 = J_7 = 0,024 \cdot 10^{-7} \text{ кг·м}^2; \quad J_2 = J_6 = 6,25 \cdot 10^{-7} \text{ кг·м}^2;$$

$$J_3 = 0,103 \cdot 10^{-7} \text{ кг·м}^2; \quad J_4 = 64,3 \cdot 10^{-7} \text{ кг·м}^2;$$

$$J_8 = 15,26 \cdot 10^{-7} \text{ кг·м}^2.$$

2. Найдем $J_{пр}$ по формуле

$$J_{пр} = J_p + J_1 + \frac{J_2 + J_3}{i_{12}^2} + \frac{J_4 + J_5}{i_{13}^2} + \frac{J_6 + J_7}{i_{14}^2} + \frac{J_8}{i_{15}^2} + \frac{J_H}{i_{13}^2} = 0,22 \cdot 10^{-4} + 0,24 \cdot 10^{-7} + (6,25 + 0,103) \cdot 10^{-7} / 4^2 + (64,3 + 0,024) \cdot 10^{-7} / 20^2 + (6,25 + 0,024) \cdot 10^{-7} / 80^2 + 15,26 \cdot 10^{-7} / 80^2 + 0,1 / 20^2 = 2,523 \cdot 10^{-4} \text{ кг·м}^2$$

Пример 8. Определить число ступеней и передаточные отношения элементарных передач мультипликатора с передаточным отношением $i_0 = 0,02$. Проектирование выполнить по критерию минимизации суммарного линейного межосевого расстояния при равнопрочности зубчатых передач на изгиб.

Определяем число ступеней мультипликатора по формуле (34)
 $n = -1,482 \lg \left(\frac{i_0}{2} \right) = -1,482 \lg \left(\frac{0,02}{2} \right)$. Принимаем $n = 3$. Рассчитываем передаточные отношения элементарных передач по зависимостям (35): $i_2 = i_3 = \sqrt[3]{\frac{i_0}{2}} = \sqrt[3]{\frac{0,02}{2}} = 0,215$; $i_1 = 2 \cdot i_2 = 0,430$.
 Проверка: $i_0 = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = 0,430 \cdot 0,215 \cdot 0,215 = 0,02$.

Пример 9. Определить число ступеней и передаточные отношения элементарных передач редуктора с $i_0 = 100$. Проектирование редуктора провести по критерию равенства диаметров делительных окружностей колес при равнопрочности на изгиб.

Задаем значение i_1 из условия $i_1^5 > i_0 = 100$. Откуда $i_1 > 4,64$. Принимаем $i_1 = 6$. Определяем число ступеней редуктора по формуле (24): $n = \lg \left(\frac{\lg(6^3/100)}{\lg 6^3} \right) \cdot \frac{1}{\lg(2/3)} = 4,72$.
 Принимаем $n = 5$. Уточним значение i_1 по формуле (25):

$i_1 = 100 \sqrt[5]{1 - (2/3)^5} = 5,86$. Находим передаточные отношения остальных элементарных передач по формуле (26): $i_2 = 5,86^{2/3} = 3,25$;
 $i_3 = 3,25^{2/3} = 2,19$; $i_4 = 2,19^{2/3} = 1,69$; $i_5 = 1,69^{2/3} = 1,42$.

Проверка: $i_0 = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_5 = 5,86 \cdot 3,25 \cdot 2,19 \cdot 1,69 \cdot 1,42 = 100$.

Пример 10. Зубчато-червячный редуктор (рис. 8) предназначен для работы в следящем режиме. Максимальная погрешность редуктора $[\delta_0 S] = 30'$. Условия эксплуатации редуктора - нормальные. Требуется назначить степень точности и вид сопряжения для червячной и зубчатых передач и проверить обоснованность принятого решения расчетом максимальной погрешности передачи при условии, что выходное колесо редуктора поворачивается: 1) на угол $\varphi = 360^\circ$; 2) на угол $\varphi = 20^\circ$. Определение погрешности передачи выполнить методами максимума-минимума и вероятностным. Значениями E_{Σ} , Δp и $\Delta \alpha$ пренебречь.

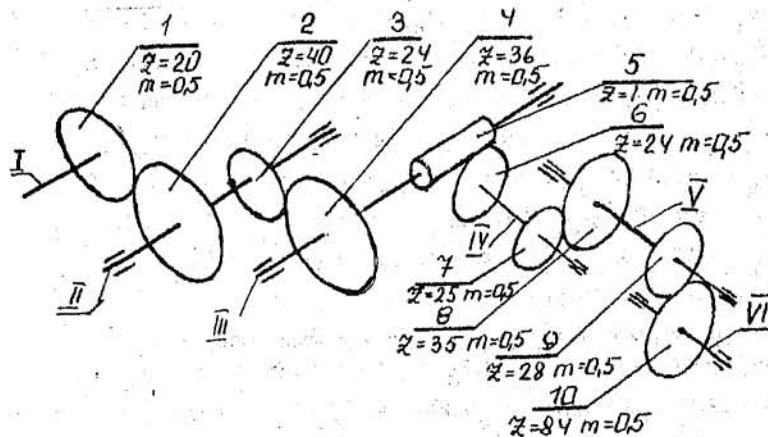


Рис. 8

Поскольку зубчато-червячная передача предназначена для работы в следящем приводе, то эта передача реверсивная. Следовательно, погрешность ЭМП определяется люфтовой и кинематической погрешностями. Учитывая назначение передачи и заданную высокую точность обработки положения выходного вала, согласно п. 3.4.1 принимаем, что все цилиндрические зубчатые колеса, червяк и червячное колесо изготовлены по 6-й степени точности с видом сопряжения G . Проверим обоснованность данного решения проверочным расчетом передачи на точность. Расчет передачи выполняем по методике, изложенной в главе 3.

Устанавливаем исходные данные, необходимые для расчета. Для цилиндрических зубчатых передач по табл. П2.1, П2.2, П2.10-П2.14 находим для колеса 1 ($\alpha_1 = 20$, $d_1 = 10$ мм)
 $E_{HS1} = 12$ мкм, $T_{H1} = 20$ мкм, $F'_{i1} = 23$ мкм; для колеса 2 ($\alpha_2 = 40$, $d_2 = 20$ мм) $E_{HS2} = 14$ мкм, $T_{H2} = 20$ мкм, $F'_{i2} = 24$ мкм; для передачи 1 ($\alpha_1 \alpha_2$) $\alpha_{12} = 15$ мм, $f_\alpha = 14$ мкм; для колеса 3 ($\alpha_3 = 36$, $d_3 = 18$ мм) $E_{HS3} = 14$ мкм, $T_{H3} = 20$ мкм, $F'_{i3} = 24$ мкм; для колеса 4 ($\alpha_4 = 48$, $d_4 = 24$ мм) $E_{HS4} = 16$ мкм, $T_{H4} = 25$ мкм, $F'_{i4} = 26$ мкм; для передачи 2 ($\alpha_3 \alpha_4$) $\alpha_{34} = 21$ мм, $f_\alpha = 16$ мкм; для колеса 7

($\alpha_7 = 25$, $\alpha_7 = 12,5$ мм) $E_{HS7} = 14$ мкм, $T_{H7} = 20$ мкм,
 $F'_{i7} = 24$ мкм; для колеса 8 ($\alpha_8 = 35$, $\alpha_8 = 17,5$ мм) $E_{HS8} =$
 $= 14$ мкм, $T_{H8} = 20$ мкм, $F'_{i8} = 24$ мкм, для передачи 4
 ($\alpha_7 \alpha_8$) $\alpha_{78} = 15$ мм, $f_{\alpha} = 14$ мкм; для колеса 9 ($\alpha_9 = 28$,
 $\alpha_9 = 14$ мм) $E_{HS9} = 14$ мкм, $T_{H9} = 20$ мкм, $F'_{i9} = 24$ мкм;
 для колеса 10 ($\alpha_{10} = 84$, $\alpha_{10} = 42$ мм) $E_{HS10} = 18$ мкм,
 $T_{H10} = 25$ мкм, $F'_{i10} = 29$ мкм, для передачи 5 ($\alpha_9 \alpha_{10}$) $\alpha_{9-10} =$
 $= 28$ мм, $f_{\alpha} = 16$ мкм.

Для червячной передачи исходные данные выбираем по
 табл. П2.1, П2.2, П2.6, П2.21-П2.24. Для червяка 5 ($\alpha_5 = 1$,
 $q = 12$, $\alpha'_5 = 6$ мм) $E_{SS} = 24$ мкм, $f_{hk} = 16$ мкм, $f_f = 8$ мкм,
 $T_s = 16$ мкм; для колеса 6 ($\alpha_6 = 24$, $\alpha_6 = 12$ мм) $F'_{i6} = 23$ мкм;
 для червячной передачи 3 ($\alpha_5 \alpha_6$) $\alpha_{56} = 9$ мм, $f_{\alpha} = 8$ мкм.

Вариант I. Расчет суммарной погрешности передачи при усло-
 вии поворота выходного вала на угол $\varphi = 360^\circ$.

А. Расчет методом максимума-минимума

Расчет суммарной кинематической погрешности $\Delta\varphi_{i\sigma}$ --

I. Определяем минимальные и максимальные значения кинема-
 тической погрешности элементарных передач по формулам (I02),
 (I05) и (I09). Значения коэффициентов фазовой компенсации K и K_s
 выбираем по табл. П2.3 в зависимости от передаточного отношения
 элементарной передачи α_2/α_1 .

Минимальные значения кинематической погрешности:

для передачи 1 $i_{12} = \alpha_2/\alpha_1 = 40/20 = 2$, $K_s = 0,76$,
 $K = 0,85$, $F'_{i\sigma\min 1} = 0,62 \cdot K_s (F'_{i1} + F'_{i2}) = 0,62 \cdot 0,76 \cdot (23+24) =$
 $= 22,2$ мкм;

для передачи 2 $i_{34} = \alpha_4/\alpha_3 = 48/36 = 1,33$, $K = 0,98$,
 $K_s = 0,3$, $F'_{i\sigma\min 2} = 0,62 \cdot 0,3 (F'_{i3} + F'_{i4}) = 0,62 \cdot 0,3 \cdot (24+26) =$
 $= 9,3$ мкм;

для передачи 3 $i_{56} = \alpha_6/\alpha_5 = 24/1 = 24$, $F'_{i\sigma\min 3} =$
 $0,62 (0,7 \cdot F'_{i1} + F'_{i2}) = 0,62 \cdot [0,7 \cdot (f_{hk} + f_f) + F'_{i2}] =$
 $0,62 \cdot [0,7 (16+8) + 23] = 24,68$ мкм;

для передачи 4 $i_{78} = \alpha_8/\alpha_7 = 40/35 = 1,4$, $K_s = 0,98$
 (см. примечание к табл. П2.3), $F'_{i\sigma\min 4} = 0,62 \cdot K_s (F'_{i7} + F'_{i8}) =$
 $= 0,62 \cdot 0,98 \cdot (24+24) = 29,2$ мкм;

для передачи 5 $i_{910} = \alpha_{10}/\alpha_9 = 84/28 = 3$, $K_s = 0,74$,
 $F'_{i\sigma\min 5} = 0,62 \cdot K_s (F'_{i9} + F'_{i10}) = 0,62 \cdot 0,74 \cdot (24+29) = 24,3$ мкм.

Максимальные значения кинематической погрешности:

$F'_{i\sigma\max 1} = 0,85 \cdot (23+24) = 39,9$ мкм; $F'_{i\sigma\max 2} = 0,98 \cdot (24+26) =$
 $= 49,0$ мкм; $F'_{i\sigma\max 3} = 0,8 \cdot (24+23) = 42,2$ мкм; $F'_{i\sigma\max 4} =$
 $= 0,98 \cdot (24+24) = 47,0$ мкм; $F'_{i\sigma\max 5} = 0,93 \cdot (24+29) = 49,3$ мкм;
 $K_{\varphi} = 1$ для всех передач, так как $\varphi \geq 2\pi$.

2. Находим максимальные и минимальные значения кинематичес-
 ких погрешностей элементарных передач в угловых единицах по фор-
 муле (I21):

$$\Delta\varphi_{i\max 1} = 6,88 \cdot 39,9/20 = 13,73';$$

$$\Delta\varphi_{i\max 2} = 6,88 \cdot 49,0/24 = 14,05';$$

$$\Delta\varphi_{i\max 3} = 6,88 \cdot 42,2/12 = 24,3';$$

$$\Delta\varphi_{i\max 4} = 6,88 \cdot 47,0/17,5 = 18,48';$$

$$\Delta\varphi_{i\max 5} = 6,88 \cdot 49,3/42 = 8,08';$$

$$\Delta\varphi_{i\min 1} = 6,88 \cdot 22,2/20 = 8,64';$$

$$\Delta\varphi_{i\min 2} = 6,88 \cdot 9,3/24 = 2,67';$$

$$\Delta\varphi_{i\min 3} = 6,88 \cdot 24,68/12 = 14,15';$$

$$\Delta\varphi_{i\min 4} = 6,88 \cdot 29,2/17,5 = 11,48';$$

$$\Delta\varphi_{i\min 5} = 6,88 \cdot 24,3/42 = 3,98';$$

3. Определяем передаточные коэффициенты элементарных пере-
 дач. Поскольку по стандарту кинематические погрешности отнесены
 к ведомому колесу элементарной передачи, то передаточные коэффи-
 циенты рассчитывают между соответствующим ведомым колесом и вы-
 ходным валом, на котором установлено выходное колесо. По формуле
 (I29) находим:

для передачи I

$$\xi_1 = \frac{1}{i_{II-III}} = \frac{1}{i_{II-III} \cdot i_{III-IV} \cdot i_{IV-V} \cdot i_{V-VI}} = \frac{1}{1,33 \cdot 2,4 \cdot 1,4 \cdot 3} = 0,0074;$$

для передачи 2

$$\xi_2 = \frac{1}{i_{III-IV}} = \frac{1}{i_{III-IV} \cdot i_{IV-V} \cdot i_{V-VI}} = \frac{1}{2,4 \cdot 1,4 \cdot 3} = 0,0099;$$

для передачи 3

$$\xi_3 = \frac{1}{i_{IV-V}} = \frac{1}{i_{IV-V} \cdot i_{V-VI}} = \frac{1}{1,4 \cdot 3} = 0,2222;$$

для передачи 4

$$\xi_4 = \frac{1}{i_{V-VI}} = \frac{1}{3} = 0,3333;$$

для передачи 5 $\xi_5 = 1$.

4. Определяем максимальную кинематическую погрешность передачи по формуле (I26):

$$\Delta\varphi_{\text{то}\Sigma} = \xi_1 \Delta\varphi_{i_{\text{max}1}} + \xi_2 \Delta\varphi_{i_{\text{max}2}} + \xi_3 \Delta\varphi_{i_{\text{max}3}} + \xi_4 \Delta\varphi_{i_{\text{max}4}} + \xi_5 \Delta\varphi_{i_{\text{max}5}} =$$

$$= 0,0074 \cdot 13,73 + 0,0099 \cdot 14,05 + 0,2222 \cdot 24,3 + 0,3333 \cdot 18,48 + 1 \cdot 8,08 =$$

$$= 19,88'.$$

Максимальная кинематическая погрешность передачи при условии, что выходное колесо совершает полный оборот, равна 19,88'.

Расчет суммарной погрешности мертвого хода $\Delta\varphi_{\text{л}\Sigma}$

I. Максимальные погрешности мертвого хода элементарных передач рассчитываем по формулам (II4) и (II7):

$$j_{t \text{ max}1} = 0,7 \cdot (I2+I4) + \sqrt{0,5 \cdot (20^2 + 20^2) + 2 \cdot I4^2} = 46,3 \text{ мкм};$$

$$j_{t \text{ max}2} = 0,7 \cdot (I4+I6) + \sqrt{0,5 \cdot (20^2 + 25^2) + 2 \cdot I6^2} = 53 \text{ мкм};$$

$$j_{t \text{ max}3} = 0,94 \cdot 0,24 + \sqrt{0,9 \cdot I6^2 + 2(8^2 + 6^2)} = 41,75 \text{ мкм};$$

$$j_{t \text{ max}4} = 0,7 \cdot (I4+I4) + \sqrt{0,5 \cdot (20^2 + 20^2) + 2 \cdot I4^2} = 47,7 \text{ мкм};$$

$$j_{t \text{ max}5} = 0,7 \cdot (I4+I8) + \sqrt{0,5 \cdot (20^2 + 25^2) + 2 \cdot I6^2} = 54,4 \text{ мкм}.$$

2. Находим погрешности мертвого хода элементарных передач в угловых единицах по формуле (I22). При расчетах люфтовую погрешность передачи также относим к ведомому колесу

$$\Delta\varphi_{\text{л max}1} = 6,88 \cdot \frac{46,3}{20} = 16,95'; \quad \Delta\varphi_{\text{л max}2} = 6,88 \cdot \frac{53}{24} = 16,16';$$

$$\Delta\varphi_{\text{л max}3} = 6,88 \cdot \frac{47,7}{17,5} = 25,46'; \quad \Delta\varphi_{\text{л max}4} = 6,88 \cdot \frac{41,75}{12} = 19,95';$$

$$\Delta\varphi_{\text{л max}5} = 6,88 \cdot \frac{54,4}{42} = 9,48'.$$

3. Определяем погрешность мертвого хода кинематической цепи по формуле (I34). Значения передаточных коэффициентов элементарных передач выбираем из предыдущего расчета. Находим

$$\Delta\varphi_{\text{л}\Sigma} = \xi_1 \Delta\varphi_{\text{л max}1} + \xi_2 \Delta\varphi_{\text{л max}2} + \xi_3 \Delta\varphi_{\text{л max}3} + \xi_4 \Delta\varphi_{\text{л max}4} + \xi_5 \Delta\varphi_{\text{л max}5} =$$

$$= 0,007444 \cdot 16,95 + 0,0099 \cdot 16,16 + 0,2222 \cdot 25,46 + 0,3333 \cdot 19,95 + 1 \cdot 9,48 =$$

$$= 22,08'.$$

4. Вычисляем суммарную погрешность передачи по формуле (I25):

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta\varphi_{\text{то}\Sigma} + \Delta\varphi_{\text{л}\Sigma} = 19,88 + 22,08 = 41,96'.$$

B. Расчет суммарной погрешности передачи вероятностным методом

Расчет кинематической погрешности $\Delta\varphi_{\text{то}\Sigma}^P$

I. Определяем координаты середины полей рассеяния E_{ij}^P и поля рассеяния V_{ij}^P кинематической погрешности элементарных передач по формуле (I31). Значения максимальной и минимальной угловых скоростей берут из предыдущего расчета. Находим

$$E_{i1}^P = \frac{13,73+8,64}{2} = 12,19'; \quad E_{i2}^P = \frac{14,05+2,67}{2} = 8,36';$$

$$E_{i3}^P = \frac{24,3+14,5}{2} = 19,22'; \quad E_{i4}^P = \frac{18,48+11,48}{2} = 14,98';$$

$$E_{i5}^P = \frac{8,08+3,98}{2} = 6,03'; \quad V_{i1} = 13,73-8,64 = 5,09';$$

$$V_{i2} = 14,05-2,67 = 11,38'; \quad V_{i3} = 24,32-14,15 = 10,15';$$

$$V_{i4} = 18,46-11,48 = 7'; \quad V_{i5} = 8,08-3,96 = 4,1'. \quad 85$$

2. Определяем координату середины поля рассеяния суммарной погрешности по формуле (I33). Значения передаточных коэффициентов передач берут по результатам предыдущего расчета. Находим $E_{L\Sigma}^P = 0,00744 \cdot 11,19 + 0,0099 \cdot 8,36 + 0,2222 \cdot 19,22 + 0,3333 \cdot 14,98 + 1 \cdot 0,03 = 15,45'$.

3. Находим максимальную вероятную кинематическую погрешность $\Delta\varphi_{L\Sigma}^P$ по формуле (I32). Предварительно устанавливаем процент риска p . Примем $p = 1\%$, тогда $t_1 = 0,48$ (по табл. П2.26). Получим $\Delta\varphi_{L\Sigma}^P = 15,45 + 0,48x$

$$x \sqrt{(0,00744 \cdot 5,09)^2 + (0,0099 \cdot 11,38)^2 + (0,2222 \cdot 10,15)^2 + (0,3333 \cdot 7)^2 + (14,1)^2} = 15,45 + 2,5 = 17,95'$$

Расчет суммарной максимальной вероятной погрешности мертвого хода $\Delta\varphi_{L\Sigma}^P$

1. Выбираем процент риска $p = 1\%$. По табл. П2.26 находим $t_2 = 0,39$.

2. Определяем значения координат середин полей рассеяния E_{Lj}^P и поля рассеяния V_{Lj} мертвого хода элементарных передач.

Находим значения минимального мертвого хода по формулам (I13). Значения гарантированного бокового зазора для элементарных передач выбираем по табл. П2.10:

$$j_{L \min 1} = 8 \text{ мкм}; \quad j_{L \min 2} = 9 \text{ мкм}; \quad j_{L \min 3} = 6 \text{ мкм}; \\ j_{L \min 4} = 8 \text{ мкм}; \quad j_{L \min 5} = 9 \text{ мкм}.$$

3. Минимальные значения мертвого хода элементарных передач рассчитываем по формуле (I23):

$$\Delta\varphi_{L \min 1} = 7,32 \frac{8}{20} = 2,93'; \quad \Delta\varphi_{L \min 2} = 7,32 \frac{9}{24} = 2,74';$$

$$\Delta\varphi_{L \min 3} = 7,32 \frac{6}{12} = 3,66'; \quad \Delta\varphi_{L \min 4} = 7,32 \frac{8}{17,5} = 3,35';$$

$$\Delta\varphi_{L \min 5} = 7,32 \frac{9}{42} = 1,57'.$$

4. Находим координаты середины поля рассеяния элементарных передач E_{Lj}^P по формуле (I36):

$$E_{L1}^P = \frac{16,95 + 2,93}{2} = 9,94'; \quad E_{L2}^P = \frac{16,16 + 2,74}{2} = 9,45';$$

$$E_{L3}^P = \frac{25,46 + 3,66}{2} = 14,56'; \quad E_{L4}^P = \frac{19,95 + 3,35}{2} = 11,65';$$

$$E_{L5}^P = \frac{9,48 + 1,57}{2} = 5,52'.$$

(Значения $\Delta\varphi_{L \max i}$ взяты из предыдущего расчета.)

5. Вычисляем поле рассеяния погрешности мертвого хода элементарных передач по формуле (I36):

$$V_{L1} = 16,95 - 2,93 = 14,02'; \quad V_{L2} = 16,16 - 2,74 = 13,42';$$

$$V_{L3} = 25,46 - 3,66 = 21,8'; \quad V_{L4} = 19,95 - 3,35 = 16,6';$$

$$V_{L5} = 9,48 - 1,57 = 7,91'.$$

6. Устанавливаем координату середины поля рассеяния мертвого хода кинематической цепи по формуле (I35):

$$E_{L\Sigma}^P = 0,00744 \cdot 9,94 + 0,0099 \cdot 9,45 + 0,2222 \cdot 14,96 + 0,3333 \cdot 11,65 + 1 \cdot 5,52 = 13,04'.$$

7. Рассчитываем значение мертвого хода кинематической цепи по формуле (I34):

$$\Delta_{L\Sigma}^P = 13,04 + 0,39 \cdot \sqrt{(0,00744 \cdot 14,02)^2 + (0,0099 \cdot 13,42)^2 + (0,2222 \cdot 21,8)^2 + (0,3333 \cdot 16,6)^2 + (1 \cdot 7,91)^2} = 17,3'.$$

8. Рассчитываем вероятную суммарную погрешность ЭМП по формуле (I25):

$$\Delta_{\Sigma}^P = \Delta\varphi_{L\Sigma}^P + \Delta_{L\Sigma}^P = 17,95 + 17,3 = 35,25'.$$

Результаты расчетов показывают, что найденные значения погрешности ЭМП при расчете методом максимума-минимума и вероятностным методом превышают заданную $[\delta_0 S]$. Для достижения требуемой точности на последней ступени следует применить безлюфтовую передачу, с помощью которой устраняется люфтовая погрешность. В этом случае люфтовая погрешность ЭМП при расчете методом максимума-минимума уменьшается на $9,48'$ ($\xi_5 \cdot \Delta\varphi_{L \max 5} = 0$), а при вероятностном методе - примерно на $6'$, следовательно,

будет обеспечена требуемая точность передачи.

Вариант 2. Расчет суммарной погрешности передачи при условии поворота выходного вала на угол $\varphi = \varphi_{10} = 20^\circ$.

При неполном обороте колеса необходимо внести поправки в кинематические погрешности элементарных передач. Поправка выбирается по табл. П2.25 в зависимости от реального угла поворота рассматриваемого колеса.

1. Определим углы поворота выходных колес элементарных передач. По формулам (128) и (129) находим

$$\varphi_8 = 20^\circ \cdot 3 = 60^\circ; \quad \varphi_6 = 60 \cdot 1,4 = 84^\circ; \quad \varphi_4 = 84 \cdot 2,4 = 201,6^\circ; \\ \varphi_2 = 201,6 \cdot 1,33 = 268,8^\circ.$$

По найденным углам поворота выбираем поправочные коэффициенты по табл. П2.25 $K_{\varphi_{10}} = 0,02$; $K_{\varphi_8} = 0,07$; $K_{\varphi_6} = 0,15$;

$$K_{\varphi_4} = 1; \quad K_{\varphi_2} = 1.$$

2. Определяем значения кинематических погрешностей элементарных передач $\Delta\varphi_{i \max}^\varphi$. Для чего умножаем на соответствующие значения коэффициента K_φ полученные значения максимальной и минимальной погрешностей, рассчитанные ранее. Находим

$$\Delta\varphi_{i \max 1}^\varphi = 13,43 \cdot 1 = 13,43'; \quad \Delta\varphi_{i \max 2}^\varphi = 14,05 \cdot 1 = 14,05'; \\ \Delta\varphi_{i \max 3}^\varphi = 24,3 \cdot 0,15 = 3,64'; \quad \Delta\varphi_{i \max 4}^\varphi = 18,48 \cdot 0,07 = 1,29'; \\ \Delta\varphi_{i \max 5}^\varphi = 8,06 \cdot 0,02 = 0,16'; \quad \Delta\varphi_{i \min 1}^\varphi = 8,64 \cdot 1 = 8,64'; \\ \Delta\varphi_{i \min 2}^\varphi = 2,67 \cdot 1 = 2,67'; \quad \Delta\varphi_{i \min 3}^\varphi = 14,15 \cdot 0,15 = 2,12'; \\ \Delta\varphi_{i \min 4}^\varphi = 11,48 \cdot 0,07 = 0,80'; \quad \Delta\varphi_{i \min 5}^\varphi = 3,98 \cdot 0,02 = 0,08'.$$

3. Определяем максимальную кинематическую погрешность передачи по формуле (126). При расчете по методу максимума-минимума получим

$$\Delta\varphi_{i0\Sigma}^\varphi = 0,0074 \cdot 13,73 + 0,0099 \cdot 4,05 + 0,2222 \cdot 3,64 + \\ + 0,3333 \cdot 1,29 + 1 \cdot 0,16 = 1,7'.$$

4. Рассчитываем максимальную вероятную кинематическую погрешность $\Delta\varphi_{i0\Sigma}^P$:

определим координаты середины полей рассеяния E_{ij}^P и поля рассеяния V_{ij} кинематических погрешностей элементарных

передач по формулам (131):

$$E_{i1}^P = \frac{13,43+8,64}{2} = 11,04'; \quad E_{i2}^P = \frac{14,05+2,67}{2} = 8,36';$$

$$E_{i3}^P = \frac{3,64+2,12}{2} = 2,88'; \quad E_{i4}^P = \frac{1,29+0,8}{2} = 1,04';$$

$$E_{i5}^P = \frac{0,16+0,08}{2} = 0,12'; \quad V_{i1} = 13,43-8,64 = 4,79';$$

$$V_{i2} = 14,05-2,67 = 11,38'; \quad V_{i3} = 3,64-2,12 = 1,52';$$

$$V_{i4} = 1,29-0,8 = 0,49'; \quad V_{i5} = 0,16-0,08 = 0,08';$$

определим координату середины поля рассеяния кинематической погрешности цепи по (133):

$$E_{i\Sigma}^P = 0,00774 \cdot 11,04 + 0,0099 \cdot 8,36 + 0,2222 \cdot 2,88 + 0,33 \cdot 1,04 + \\ + 1 \cdot 0,12 = 1,32';$$

примем процент риска $p = 1\%$. По табл. П2.26 находим $t_1 = 0,48$. По формуле (132) вычисляем максимальную вероятную погрешность

$$\Delta\varphi_{i0\Sigma}^P = 1,32+0,48 \sqrt{(0,00774 \cdot 4,79)^2 + (0,0099 \cdot 11,38)^2 + \\ + (0,2222 \cdot 1,52)^2 + (0,3333 \cdot 0,49)^2 + (1 \cdot 0,08)^2} = 1,55'.$$

5. Находим суммарную погрешность ЭМП по формуле (125); при расчете методом максимума-минимума

$$\Delta_\Sigma = 1,7+22,08 = 23,78';$$

при вероятностном методе расчета

$$\Delta_\Sigma^P = 1,55+17,3 = 18,85'.$$

Расчеты показывают, что при уменьшении угла поворота с 360° до 20° точность передачи возрастает: при расчете на максимум-минимум в 1,76 раза, а при вероятностном методе в 1,87 раза. Кроме того, суммарная погрешность передачи значительно меньше заданной. Это обстоятельство позволяет снизить требования к точности изготовления колес. Можно назначить, например, 7-ю степень точности изготовления и провести расчеты по указанной методике.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Атлас конструкций элементов приборных устройств / Под ред. О.Ф.Тищенко. М.: Машиностроение, 1982. 116 с.
2. Беляев Н.И., Нагорский В.Д. Выбор двигателя и редуктора следящих систем. М.: Машиностроение, 1972. 216 с.
3. Благодарный В.М. Расчет маломодульных зубчатых передач на износ и прочность. М.: Машиностроение, 1985. 126 с.
4. Буцаев А.А., Коваленко А.П., Котов А.Н. Проектирование приборных приводов: Учеб. пособие по курсу "ОКП". М.: МВТУ, 1988. 43 с.
5. Воишкин Е.А. Расчет и конструирование механизмов приборов и систем. М.: Высшая школа, 1980. 126 с.
6. Дружинин Ю.А., Зубов В.А., Лавров В.Ю. Проектирование механизмов приборов и вычислительных систем с применением ЭВМ: Учеб. пособие. М.: Высшая школа, 1988. 160 с.
7. Заплетохин В.А. Конструирование деталей механических устройств: Справочник. Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1990. 669 с.
8. Истомин С.Н. Проектирование мелко модульных передач приборов с применением ЭВМ. М.: Машиностроение, 1985. 175 с.
9. Коваленко А.П., Буцаев А.А. Выбор исполнительных электродвигателей приборных устройств: Учеб. пособие по курсовому проектированию / Под ред. О.Ф.Тищенко. М.: МВТУ, 1981. 44 с.
10. Кокорев Ю.А. Элементы приборных устройств: Проектирование корпусных деталей приборов: Учеб. пособие по курсовому проектированию / Под ред. О.Ф.Тищенко. М.: МВТУ, 1980. 32 с.
11. Кокорев Ю.А. Способы расчета точностных характеристик деталей и узлов приборов: Учеб. пособие / Под ред. В.Н.Баранова. - М.: МВТУ, 1992. - 103 с.
12. Кокорев Ю.А., Жаров В.А., Ожерельев А.Я. Расчет электромеханического привода: Методические указания к выполнению домашнего задания № 2 по курсу "Элементы приборных устройств". М.: МВТУ, 1988. 40 с.
13. Красковский Е.А., Дружинин Ю.А., Филатова Е.М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем. М.: Высшая школа, 1991. 480 с.
14. Милосердин Ю.В., Семенов В.Д., Крючко Ю.А. Расчет и

конструирование механизмов приборов и установок. М.: Машиностроение, 1985. 486 с.

15. Парфенов Е.М. Электромеханические модули точного приборостроения. М.: Машиностроение, 1984. 144 с.
16. Первицкий Ю.А. Расчет и конструирование точных механизмов: Учеб. пособие для вузов. Л.: Машиностроение, 1976. 456 с.
17. Пивоваров В.Н., Шевцов Ю.А., Жаров В.А. Применение ЭВМ в курсовом проекте по курсу ЭПВ: Учеб. пособие. М.: МВТУ, 1985. 33 с.
18. Пименов А.И. Механизмы настройки РЭА. М.: Высшая школа, 1977. 221 с.
19. Расчет зубчатых передач. Методические указания к выполнению расчетно-графической работы / Под ред. проф. Кудрявцева В.Н. Л.: ЛМИ, 1984. 50 с.
20. Расчет деталей машин на ЭВМ: Учеб. пособие для машиностроительных вузов / Д.Н.Решетов, С.А.Шувалов, В.Д.Дудко и др.: Под ред. Решетова Д.Н., Шувалова С.А. М.: Высшая школа, 1985. 368 с.
21. Рошин Г.И. Несущие конструкции, механизмы и РЭА: Учеб. пособие для вузов. М.: Сов. радио, 1981. 375 с.
22. Справочник конструктора оптико-механических приборов / Под ред. В.А.Панова. Л.: Машиностроение, 1980. 803 с.
23. Торгов А.М. Оптимизация передаточных отношений многоступенчатых зубчатых передач с примерами решения на ЭВМ. М.: МВТУ, 1989. 36 с.
24. Чурабо Д.Д. Детали и узлы приборов. Конструирование и расчет. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1975. 559 с.
25. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование / Под ред. О.Ф.Тищенко. М.: Высшая школа, 1978. Ч. 1. 328 с.; Ч. 2. 263 с.
26. Элементы приборных устройств. Основной курс / Под ред. О.Ф.Тищенко. М.: Высшая школа, 1982. Ч. 1. 304 с.; Ч. 2. 263 с.
27. Тищенко О.Ф., Веселова Е.В., Нарикова Н.И. Оформление рабочих чертежей деталей и узлов. Методические указания. М.: МВТУ, 1986. 42 с.
28. Курсовое проектирование механизмов РЭС: Учеб. пособие для вузов по спец. "Конструирование и технол. радиоэлектрон. средств" / В.В.Джамал; И.П.Плево; Г.И.Рошин и др.: Под ред. Г.И.Рошина. М.: Вксп. ин., 1991. 246 с.

29. Проектирование оптико-электронных приборов / Под ред. Ю.Г.Якушенкова. М.: Машиностроение, 1986. 263 с.

30. Проектирование зубчатых передач и планетарных механизмов с использованием ЭВМ: Учеб. пособие по курсовому проектированию / Под ред. Г.А.Тимофеева. М.: МВТУ, 1987. 72 с.

31. Справочник конструктора точного приборостроения / Г.А.Веркович, Е.Н.Головенкин, В.А.Голубков и др.; Под общей ред. К.Н.Явленского, Б.П.Тимофеева, Е.Е.Чаадаевой. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. 792 с.

32. Справочник по электрическим машинам: В 2 т. / Под общей ред. И.П.Копылова и Б.К.Клюкова. М.: Энергоиздат, 1988. Т. 2. 456 с.

ОБОЗНАЧЕНИЯ

- U - номинальное напряжение питания;
- f - частота питающего тока;
- m - число фаз;
- P_n - номинальная мощность;
- $n_{ном}$ - номинальная частота вращения;
- $M_{ном}$ - номинальный момент;
- M_n - пусковой момент;
- J_p - момент инерции ротора;
- U_y - напряжение питания обмотки управления;
- $T_{эм}$ - электромеханическая постоянная;
- M_{max} - максимальный момент;
- τ - постоянная времени;
- T - срок службы;
- $f_{пр}$ - частота приемистости;
- α - угол поворота.

Приложение I

Таблица III.I

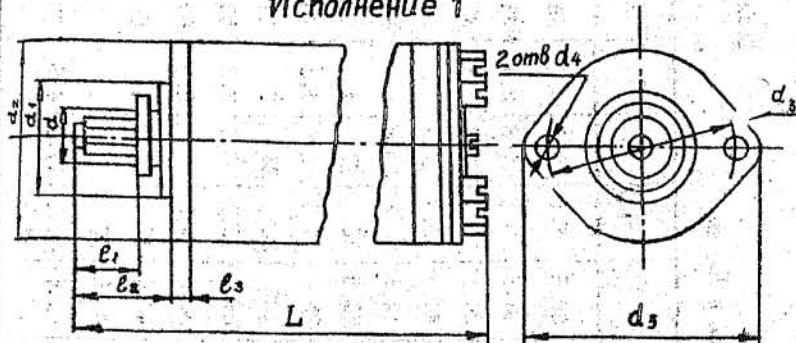
Основные характеристики асинхронных исполнительных двигателей серии ДИД и двигателей-тахогенераторов серии ДГ с полым немагнитным ротором

Тип двигателя	P_n , Вт	$M_{ном}$, $\times 10^{-2}$, Н·см	M_{II} , $\times 10^{-2}$, Н·см	$n_{ном}$, об/мин	J_p , $\times 10^{-4}$, кг·см ²	$T_{эм}$, мс	U_n , В	Масса, кг
ДИД-0,1Г ^ж	0,1	1,5	2,6	13000	2,25	90	110	0,025
ДИД-0,5Г ^ж	0,3	3,5	7	14000	4,5	80	110	0,05
ДИД-ГТ	1,0	9	16	18000	7	38	110	0,11
ДИД-2Т	2,0	18	34	18000	9	32	36	0,16
ДИД-3Т	3,6	56	100	8000	24	26	36	0,35
ДИД-5Т	5,0	120	220	6000	250	52	36	0,72
ДИД-10	10	150	260	10600	-	50	36	1,6
ДГ-0,1Г ^ж	0,07	1,5	2,6	9000	5	120	36	0,075
ДГ-0,5А ^ж	0,5	6,5	12	14000	13	94	36	
ДГ-ГТ	1,0	9	16	15000	8	68	36	0,2
ДГ-3А	2,0	16	32	18000	11	46	36	0,25
ДГ-3А	3,0	50	100	9000	37	36	36	0,55
ДГ-3Т	3,0	50	100	8000	37	36	36	0,56
ДГ-5Т	5,0	100	220	6000	40	30	36	1,0

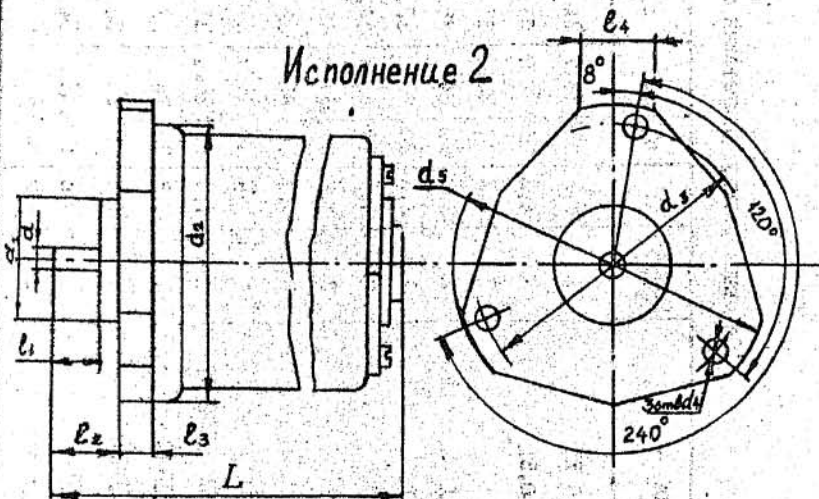
* Двигатели (вариант исполнения I) имеют выходной вал в виде прямой шестерни с $z = 12$, $m = 0,3$ мм, $r = 4,3$ мм.
 Для двигателей всех типов с $U_n = 36$ В, $U_y = 56$ В, $f = 400$ Гц.

Двигатели серий ДИД и ДГ - асинхронные двухфазные, применяются в качестве исполнительных двигателей в следящих системах автоматики. Отличаются малой инерционностью и малыми габаритами. Способны устойчиво и надежно работать в широком диапазоне температур и в условиях длительного воздействия влажности. Устойчивы к вибрационным и ударным нагрузкам. Имеют длительный срок службы. Двигатели серии ДГ имеют встроенный тахогенератор.

Исполнение 1



Исполнение 2



Конструктивные размеры двигателей серий ДИД и ДГ

Основные размеры двигателей серий ДИД и ДГ, мм

Тип двигателя	Исполнение	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	l_1	l_2	l_3	L	l_4
ДИД-0,1, ДИД-0,Г	I	4,2	12	18,7	24	2,5	28,5	5,1	7,8	2,1	38,5	-
ДИД-0,5, ДИД-0,5Г	I	4,2	16	22,2	27	3	32,3	5,1	7,8	2,1	43,1	-
ДИД-0,6	I	4,2	12	26	31	3	36	5,1	7,8	2,1	46,3	-
ДИД-1А, ДИД-Г	2	2,8	20	34	38,8	3,2	44,6	9,6	11,6	4	57	10,5
ДИД-2А, ДИД-2Г	2	2,8	20	34	38,8	3,2	44,6	8,8	10,8	4	69	10,5
ДИД-3А, ДИД-3Г	2	3,8	23	49	54,6	3,5	61,5	10	12	4	73	12,6
ДИД-5А, ДИД-5Г	2	4,8	32	61	68	3,5	75,6	17,5	20,5	5,5	101	10,6
ДИД-10	2	4,6	44	80	82	4	100	22	26	8	140	-
ДГ-0,1, ДГ-0,Г	I	4,2	12	18,7	24	2,5	28,9	5,1	7,8	3,2	53,7	-
ДГ-0,5, ДГ-0,5А, ДГ-0,5Г	I	4,2	12	26,4	31	3	36,3	4,3	7	5,5	67,3	-
ДГ-1, ДГ-1А, ДГ-Г	2	2,8	20	34	38,8	3,2	44,6	10	7,3	4	84	10,5
ДГ-2, ДГ-2А, ДГ-2Г	2	2,8	20	34	38,8	3,2	44,6	10	12	4	95,5	10,5
ДГ-3, ДГ-3А, ДГ-3Г	2	3,8	23	49	54,5	3,5	61,6	9,3	11,3	4,5	104	12,8
ДГ-5, ДГ-5А, ДГ-5Г	2	4,8	32	61	68	3,5	75,6	18,2	20,2	5,5	142	10,5

Таблица П.3

Основные характеристики гистерезисных
синхронных электродвигателей серии Г*
(общего назначения)

Тип двигателя	U, В	f, Гц	m	N _н , Вт	n _{ном} , об/мин	M _{ном} , Н·см	Масса, кг
Г201	115	400	1	3	8000	0,37	0,3
Г202	127	50	3	2	3000	0,63	0,3
Г205	220	50	1	3	3000	0,51	0,4
Г210	40	500	3	5	7500	0,635	0,3
Г216	127	50	1	0,8	1500	0,53	0,4
Г303	115	400	1	16	8000	1,91	1,0
Г304	220	50	3	12	3000	3,92	1,1
Г313	220	50	3	7	1500	4,51	1,1
Г314	220	50	1	8	3000	2,55	1,1
Г315	127	50	1	8	3000	2,55	1,1
Г316	220	50	1	4	1500	2,55	1,1
Г317	127	50	1	4	3000	2,55	1,1
Г405	220	50	1	9	3000	2,84	1,0
Г409	127	50	1	9	3000	2,84	1,0
Г411	220	50	3	30	3000	9,74	1,0
Г413	220	50	1	16	3000	5,1	1,0
Г414	127	50	1	16	3000	5,1	1,0
Г415	220	50	1	12	1500	7,65	1,8

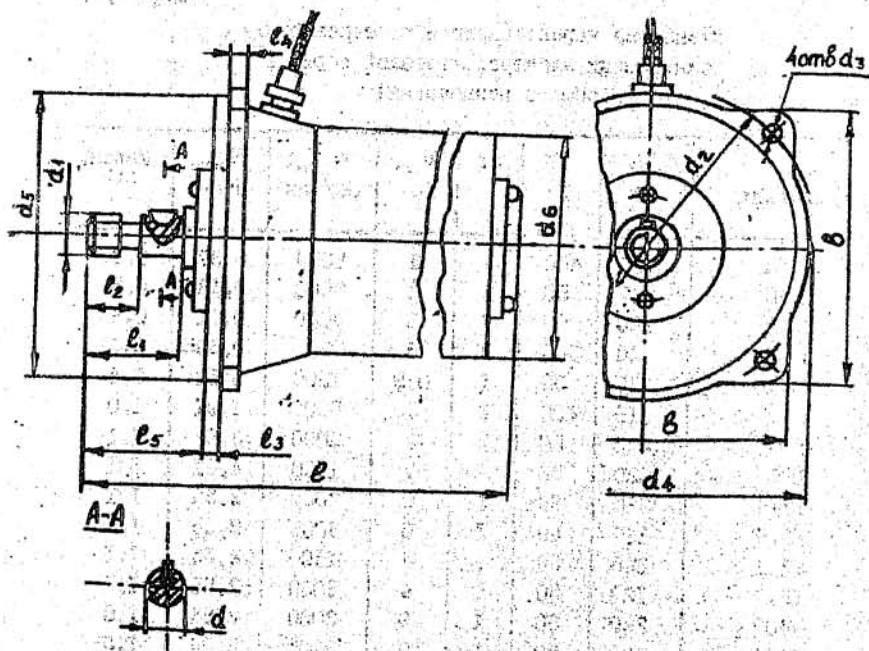
* Электродвигатели серии Г выпускаются в закрытом исполнении, режим работы - продолжительный. Двигатель Г210 допускается использовать на частоте 400 Гц, снизив напряжение питания до 32 В, при этом частота вращения будет равна 6000 об/мин.

Таблица П.5

Основные характеристики трехфазных асинхронных
электродвигателей серии ДАТ*
(общего назначения)

Тип двигателя	$P_{н.}$ Вт	$n_{ном.}$ об/мин	$M_{ном.}$ $\times 10^{-4}$, Н·м	$M_{п.}$ $\times 10^{-4}$, Н·м	$J_{р-6}$ $\times 10^{-6}$, кг·м ²	Масса, кг
ДАТ-10-12	10	10800	90	150	0,73	0,13
ДАТ-10-12А	15	12000	150	200	-	0,13
ДАТ-16-12	16	10700	145	210	3,14	0,3
ДАТ-100-6	100	5400	1800	2600	91	1,75
ДАТ-250-8	250	7650	3250	4600	111	2,2
ДАТ 21411	1,6	4800	33,3	49	0,6	0,12
ДАТ 21411	6	5000	117,5	235	2	0,26
ДАТ 21571	10	7000	147	235	2	0,26

* Двигатели ДАТ предназначены для применения в силовых приводах. Напряжение питания $U = 220$ В, частота $f = 400$ Гц (для ДАТ-10-12, ДАТ-16-12 и ДАТ 21411, ДАТ 21411 $U = 36$ В). Исполнение двигателей пыле- и брызгозащищенное. Имеют высокую надежность в работе и длительный срок службы (до 5000 ч). Обладают высокой устойчивостью к воздействию вибрационных и ударных нагрузок. Способны работать при температуре окружающей среды от -50 до $+100$ °С, а также при пониженном атмосферном давлении.



Конструктивные размеры двигателей серии Г

Таблица П.4

Основные размеры двигателей серии Г, мм

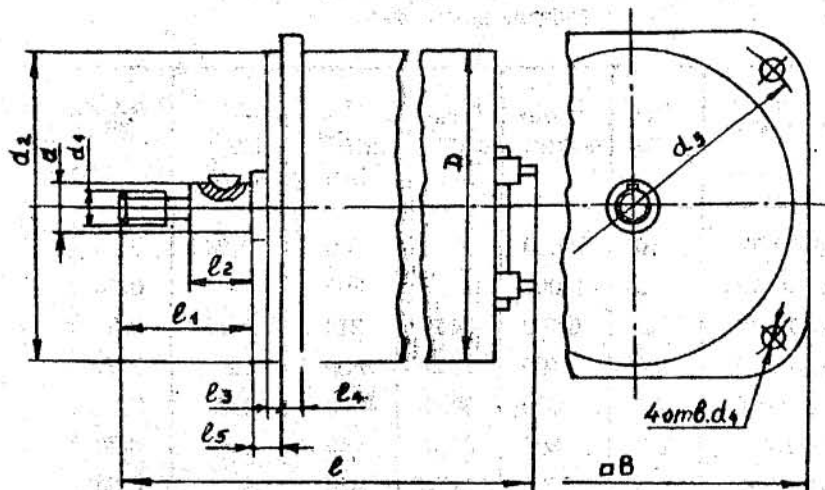
Тип двигателя	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	l_1
Г201-Г216	4	М4	64	3,5	58	55	49	16
Г303-Г317	5	М4	85	4,5	77	72	65	17
Г405-Г416	6	М5	102	4,5	93	88	79	20
Г504-Г512	7	М5	120	5,6	110	103	94	23

Окончание табл. П.4

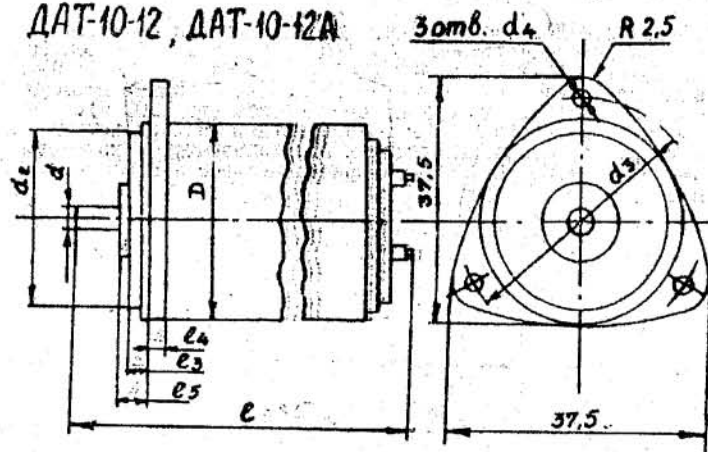
Тип двигателя	l_2	l_3	l_4	l_5	l	b
Г201-Г216	5	3	5	22,5	79,5	53
Г303-Г317	5	3	5	24,5	111,5	70
Г405-Г416	6	3	6	28,0	138,5	82
Г504-Г512	6	4	7	32,5	172,5	97

Таблица III.6

Основные размеры двигателей серии ДАТ, мм



ДАТ-10-12, ДАТ-10-12А



Тип двигателя	d	d_1	d_2	d_3	d_4	D
ДАТ-10-12	3 h6	-	32	$38 \pm 0,1$	2,4	32
ДАТ-10-12А	3 h6	-	32	$38 \pm 0,1$	2,4	32
ДАТ-16-12	4 h6	-	40 6	$48 \pm 0,1$	3,5	40
ДАТ-100-6	8 h6	M6	80 6	$92 \pm 0,1$	6,5	80
ДАТ-250-8	8 h6	M6	80 6	$92 \pm 0,1$	6,5	80
ДАТ 2I4II	3	M3	32	40	3,4	32
ДАТ 2I4II	4	M3	40	50	4,5	40
ДАТ 2I57I	4	M3	40	50	4,5	40

Окончание табл. III.6

Тип двигателя	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l	B
ДАТ-10-12	-	-	2	2	4	55	-
ДАТ-10-12А	-	-	2	2	4	55	-
ДАТ-16-12	10	10	-	3	2,5	75	4I
ДАТ-100-6	22	16	-	3	3,5	136	8I
ДАТ-250-8	22	16	-	3	3,5	153	8I
ДАТ 2I4II	11	7	2	6,5	3	66	37
ДАТ 2I4II	13	8	2,5	7	3,5	84	47
ДАТ 2I57I	13	8	2,5	7	3,5	84	47

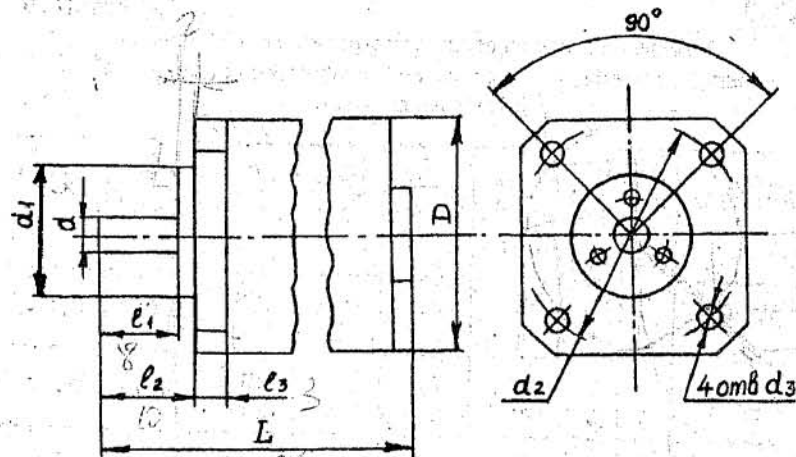
Таблица П.7

Основные характеристики асинхронных исполнительных электродвигателей с полым немагнитным ротором серии ЭМ*

Тип двигателя	U_B , В	U_y , В	P_H , Вт	$n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$M_{\text{ном}}$, Н·мм	$M_{\text{п}}$, Н·мм	$T_{\text{эм}}$, мс	Масса, кг
ЭМ-0,2М	115	60	0,2	2500	1	2	20	0,16
ЭМ-0,5	115	115	0,5	2000	2	4	25	0,26
ЭМ-1М	115	60	1	2500	4	7	15	0,3
ЭМ-2	115	115	2	2000	8	17	35	0,55
ЭМ-4М	115	60	4	3300	12	22	25	0,55
ЭМ-8	115	50	8	4000	20	45	45	1,25
ЭМ-8М	115	80	8	4000	200	32	30	0,8
ЭМ-15М	115	80	15	4000	37	60	35	1,25

* Двигатели серии ЭМ - малоинерционные. Частота напряжения питания двигателей 400 Гц. Способны работать при температуре от -60 до +80 °С.

ЭМ-4М: $J_p = 0,013 \text{ кг} \cdot \text{см}^2$;
 ЭМ-8М: $J_p = 0,021 \text{ кг} \cdot \text{см}^2$;
 ЭМ-15М: $J_p = 0,035 \text{ кг} \cdot \text{см}^2$.



Конструктивные размеры двигателей серии ЭМ

Таблица П.8

Основные размеры двигателей серии ЭМ, мм

Тип двигателя	d	d_1	d_2	d_3	D	l_1	l_2	l_3	L
ЭМ-0,2М	3	30	45	3,5	38	8	10	3	61
ЭМ-0,5	3	35	50	3,5	42	12	14	3	73
ЭМ-1М	3	35	50	3,5	42	8	10	3	76
ЭМ-2	3	40	64	4,5	55	12	14	3	90
ЭМ-4М	3	40	64	4,5	55	14	16	3,2	91
ЭМ-8М	4	50	75	4,5	65	14	16	3	97
ЭМ-15М	6	60	85	4,5	75	18	21	5	116

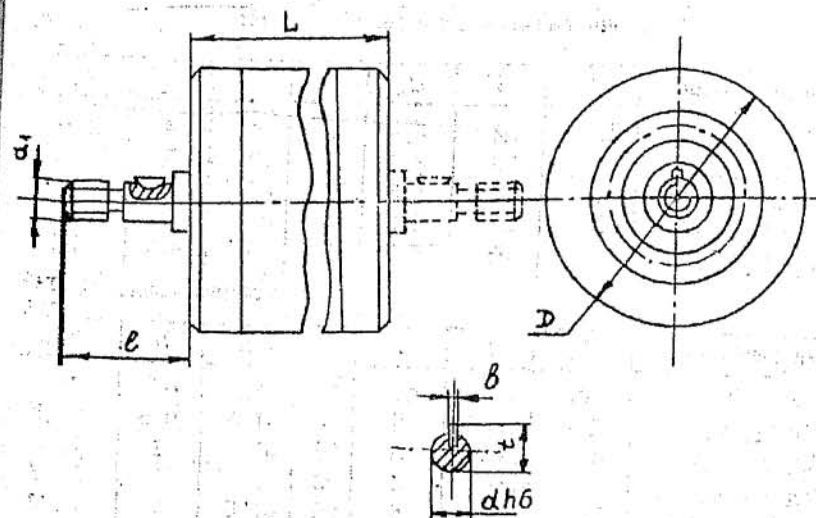
Таблица ПИ.9

Основные характеристики универсальных асинхронных
микродвигателей с короткозамкнутым ротором серии УАД*
(общего назначения)

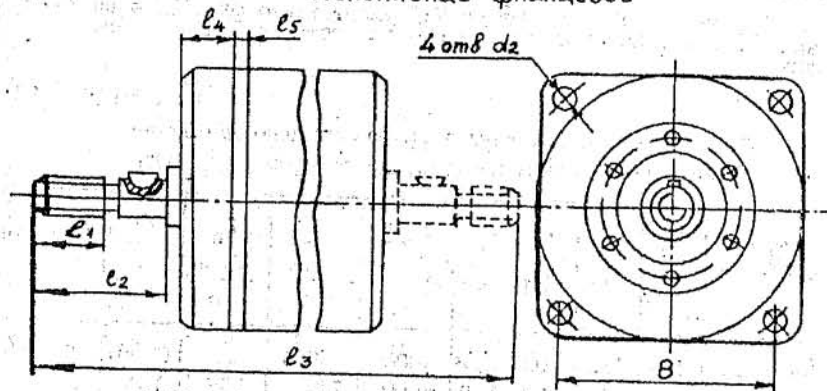
Тип двигателя	m	P_n , Вт	$M_{ном}$, $\times 10^{-4}$, Н м	$\frac{M_n}{M_{ном}}$	$\frac{M_{max}}{M_{ном}}$	n , об/мин	J_p , кг·см ²	Масса, кг
УАД-12	3	1,5	52	2,5	2,5	2760	0,017	0,28
	I	I	34	2,0	0,5	2800		
УАД-32	3	7	242	2,0	2,0	2760	0,075	0,56
	I	5	170	1,5	0,3	2800		
УАД-34	3	2,5	184	1,5	1,5	1330	-	0,56
	I	2	144	1,5	0,5	1320		
УАД-42	3	13	450	2,0	2,0	2760	0,17	0,87
	I	10	340	1,5	0,3	2800		
УАД-64	3	20	1445	1,5	1,5	1340	0,57	1,54
	I	15	1070	1,5	0,3	1340		

* Электродвигатели серии УАД предназначены для привода различных механизмов в системах автоматики. Напряжение питания для всех двигателей $U = 220$ В, частота $f = 50$ Гц. Срок службы - 3000 ч. Рабочее положение двигателя - произвольное. Двигатели выпускаются в двух исполнениях: с одним или двумя рабочими концами валов, с фланцевым креплением и с креплением хомутом за корпус двигателя.

Двигатели предназначены для работы в диапазоне температур окружающей среды от -60 до $+65$ °С, относительной влажности до 95 ± 3 % при $+40 \pm 2$ °С, а также в условиях вибраций и ударных нагрузок; не требуют особого ухода.



Исполнение фланцевое



Конструктивные размеры двигателей серии УАД

Таблица ПЛ.10
Основные размеры двигателей УАД, мм

Тип двигателя	d	d_1	d_2	D	l	l_1	l_2
УАД-12	2,5	M2	2,9	40	13	4	11,5
УАД-32, УАД-34	4	M3	3,4	50	20	6	18
УАД-42, УАД-44	5	M4	4,5	62	25	8	23
УАД-52, УАД-54	5	M4	4,5	62	25	8	23
УАД-62, УАД-64	6	M5	5,5	75	29	9,5	27,5

Окончание табл. ПЛ.10

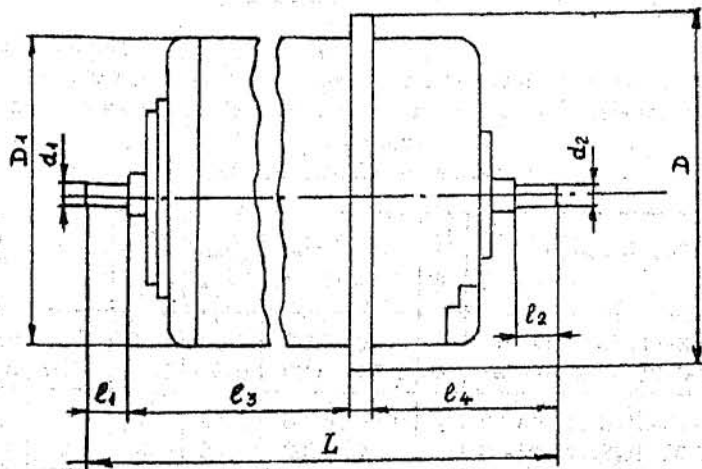
Тип двигателя	l_3	l_4	l_5	L	B	b	t
УАД-12	85	15,5	2,5	58	33,2	0,8	3
УАД-32, УАД-34	110	18	3	70	41,3	0,8	4,9
УАД-42, УАД-44	125	20	3	75	51	1	5,7
УАД-52, УАД-54	138	20	4	88	51	1	5,7
УАД-62, УАД-64	154	25	5	95	61,5	1	6,9

Примечание. Все двигатели УАД имеют также фланцевое исполнение, в обозначении двигателя проставляется крайняя справа буква Ф.

Таблица ПЛ.11

Основные характеристики асинхронных исполнительных двигателей с полым немагнитным ротором серии АДП

Тип двигателя	U_B	U_Y	f	P_H	$n_{ном}$	$M_{ном}$	M_H	$T_{эм}$	Масса, кг
	В	В	Гц	Вт	об/мин	$\times 10^{-4}$, Н м	$\times 10^{-4}$, Н м	с	
АДП-1120	110	110	400	2,4	4000	58,8	-	0,087	0,65
АДП-1121	110	110	400	8,9	6000	142	167	0,087	-
АДП-1123	110	110	400	4,1	4000	98	137	0,064	0,55
АДП-1001	120	35	500	3,7	9000	39	54	0,039	0,75
АДП-1263	36	275	500	24,7	6000	392	588	0,027	1,6
АДП-1362	110	125	50	17	1950	842	1666	0,006	2,6
АДП-1363	36	245	500	46,4	6000	735	833	0,051	2,7



Конструктивные размеры двигателей серии АДП

Таблица ПЛ.12

Основные размеры электродвигателей серии АДП, мм

Тип двигателя	d_1	d_2	D	D_1	l_1	l_2	l_3	l_4	L
АДП-1120	4	-	55	50	7	-	52,5	45,5	108
АДП-1121	4	4	55	50	6	6	52,5	28,5	90
АДП-1123	4	4	55	50	6	6	52,5	28,5	90
АДП-1001	4	2	78	58	5	10	30	44,5	87
АДП-1263	6	4	74	70	8,8	6,5	79,9	4	122,5
АДП-1362	8	-	89	85	12	-	90,15	5	135,4
АДП-1363	8	6	89	85	11,7	9	89,85	5	144,5

Таблица П.13

Основные характеристики малоинерционных электродвигателей постоянного тока с полым якорем с постоянными магнитами серии ДПР*
(исполнение Н1, Н2, Ф1, Ф2)

Тип двигателя	U, В	P _н , Вт	n _{ном} , об/мин	M _{ном} , Н·мм	M _п , Н·мм	T, ч	Масса, кг
ДПР-2-Н1, Н2, Ф1, Ф2-01	12	0,92	9000	0,98	2,16	300	0,04
ДПР-2-Н1, Н2, Ф1, Ф2-13	6	0,12	6000	0,2	1,57	300	0,04
ДПР-32-Н1, Н2, Ф1, Ф2-07	12	0,92	4500	1,96	5,4	2000	0,08
ДПР-32-Н1, Н2, Ф1, Ф2-08	12	0,64	2500	2,45	4,9	2000	0,08
ДПР-42-Н1, Н2, Ф1, Ф2-02	27	3,1	6000	4,9	19,6	1000	0,15
ДПР-42-Н1, Н2, Ф1, Ф2-03	27	2,3	4500	4,9	12,8	2500	
ДПР-42-Н1, Н2, Ф1, Ф2-06	12	3,1	6000	4,9	19,6	800	
ДПР-42-Н1, Н2, Ф1, Ф2-07А	14	2,3	4500	4,9	14,7	2000	
ДПР-52-Н1, Н2, Ф1, Ф2-02	27	6,15	6000	9,8	68,7	1000	0,25
ДПР-52-Н1, Н2, Ф1, Ф2-03	27	4,6	4500	9,8	54	2500	
ДПР-52-Н1, Н2, Ф1, Ф2-04	27	2,6	2500	9,8	29,4	4000	
ДПР-52-Н1, Н2, Ф1, Ф2-07А	14	4,6	4500	9,8	54	1500	
ДПР-62-Н1, Н2, Ф1, Ф2-02	27	12,3	6000	19,6	137	1000	0,41
ДПР-62-Н1, Н2, Ф1, Ф2-03	27	9,25	4500	19,6	118	1000	
ДПР-62-Н1, Н2, Ф1, Ф2-07А	14	9,25	4500	19,6	78,5	1500	
ДПР-72-Н1, Н2, Ф1, Ф2-03	27	18,5	4500	39,2	249	1000	0,6

* Момент инерции J_p ротора двигателей: ДПР-32-0,02 кг·см²;
ДПР-42 - 0,0057 кг·см²; ДПР-52 - 0,017 кг·см²; ДПР-62 -
0,036 кг·см²; ДПР-72 - 0,078 кг·см².

Таблица П.14

Основные характеристики электродвигателей серии ДПР-Р0*

Тип двигателя	U, В	M _н , Н·мм	n, об/мин	M _п , Н·мм	J _p , кг·м ²	Срок служ- бы, ч	D, мм	L, мм	Масса, кг
ДПР-3	14±3	0-3,0	3000±75	6	3-5	750	20	71	0,11
ДПР-32-НБ-02Б	27±7	0-1,7	3000±30	6	2-3	5000	20	71	0,11
ДПР-32-НБ-03А	27 ⁺⁶ ₋₅	0-3,0	3000±75	6	3-5	750	20	71	0,11
ДПР-32-НБ-03Б	28 ⁺⁶ ₋₅	0-1,0	3000±30	5	2-3	1500	20	71	0,11
ДПР-42-НБ-03	27 ⁺⁷ ₋₃	0-5,0	3000±90	15	4-6	1500	25	82	0,18
ДПР-52-НБ-02	28±3	0-10	6000±48	20	10-12	300	30	97	0,31
ДПР-52-НБ-03	27 ⁺⁷ ₋₃	0-10	3000±90	35	12-40	1500	30	97	0,31

* Электродвигатели постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов с полым бескаркасным якорем ДПР применяются в системах автоматики, радиоэлектроники и телемеханики в качестве исполнительных двигателей ЭМИ.

Двигатели объединены в несколько серий, отличающихся друг от друга основными параметрами, режимами работы и условиями эксплуатации. Двигатель каждой серии имеет следующие конструктивные исполнения: Н1, Н4, Н5 - нормальное с одним выходным концом вала; Н2, Н7, Н8, Н9 - нормальное с одним выходным концом вала (размеры концов вала одинаковы) - в исполнениях Н двигатель крепится за корпус; Ф1, Ф4, Ф5 - с фланцем и одним выходным концом вала; Ф2, Ф7, Ф8, Ф9 - с фланцем и двумя выходными концами вала - в исполнениях Ф двигатель крепится за фланец.

Двигатели ДПР - реверсивные, рассчитаны на продолжительный режим работы, могут работать в кратковременном и повторно-кратковременном режимах (Н4, Н7, Ф4, Ф7). Предназначены для работы при температуре окружающей среды от -60 до +70 °С, относительной влажности до 98 % при -40 °С и атмосферном давлении от 0,05 до 3040 Па. Рабочее положение - произвольное. Пример исполнения: ДПР-42-Н2-07А.

Основные размеры двигателей ДПР, мм

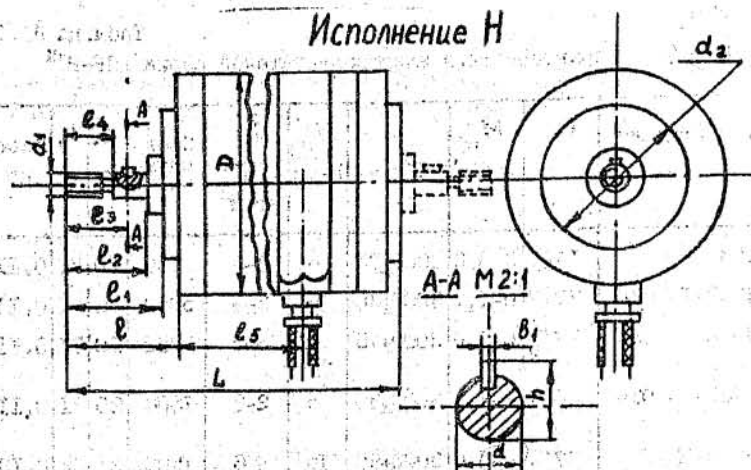
Тип двигателя	$Dh8$	$df6$	$d_1 = 6g$	$d_2 h8$	l	l_1	l_2	l_3	l_4
ДПР-2	15	2	M2x0,25	12	9,1	8	7	5	3
ДПР-32	20	3	M3x0,35	16	10	8,5	7,5	5	3
ДПР-42	25	3	M3x0,35	17	12	10,5	9	6	3
ДПР-52	30	4	M4x0,5	22	13,5	12	10,5	7,5	4,5
ДПР-62	35	4	M4x0,5	22	15,5	14	12,5	8,5	4,5
ДПР-72	40	4	M4x0,5	22	17,5	16	14,5	9,5	4,5

Окончание табл. III.15

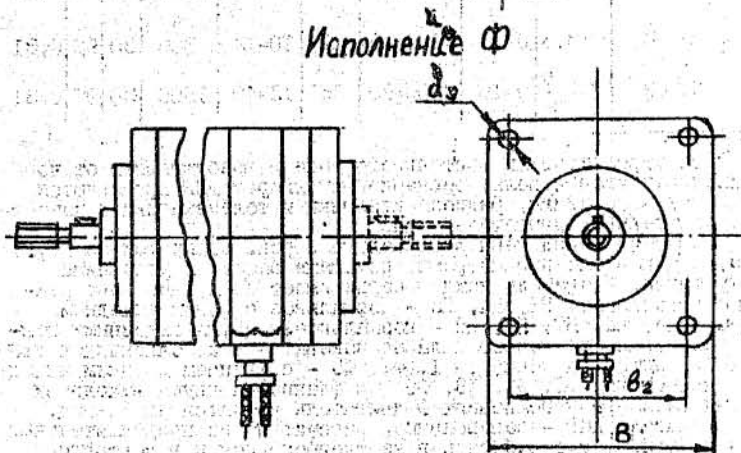
Тип двигателя	l_5	L	$b_1 h8$	h	$d_3 H11$	B	$b_2 J_9 H11$
ДПР-2	30	45,6	0,4	2,4	1,6	16	12,4
ДПР-32	38	57*	0,6	3,6	2	20	16,6
ДПР-42	47	73*	0,6	3,6	2,4	25	21
ДПР-52	56	84,5*	0,8	4,8	2,9	30	25,2
ДПР-62	64	96,5*	0,6	4,8	3,4	35	29,6
ДПР-72	73	107,5*	0,8	4,8	3,9	40	33,6

* Размер максимальный для данной серии двигателей.
 Размеры, приведенные в табл. III.15, одинаковы для различных исполнений двигателей: ДПР-2-Н1, Н2, Ф1, Ф2; ДПР-32-Н1, Н2, Н3, Н3, Ф1, Ф2, Ф5, Ф8 и двигателей ДПР-42, ДПР-52, ДПР-62 и ДПР-72 в исполнениях Н1, Н2, Н4, Н5, Н7, Н8, Н9, Ф1, Ф2, Ф4, Ф5, Ф8, Ф9. Двигатели ДПР-62 и ДПР-72 в исполнениях Н5, Н8, Н9, Ф5, Ф8, Ф9 имеют на валу резьбу с мелким шагом (0,35 мм).

Исполнение Н



Исполнение Ф



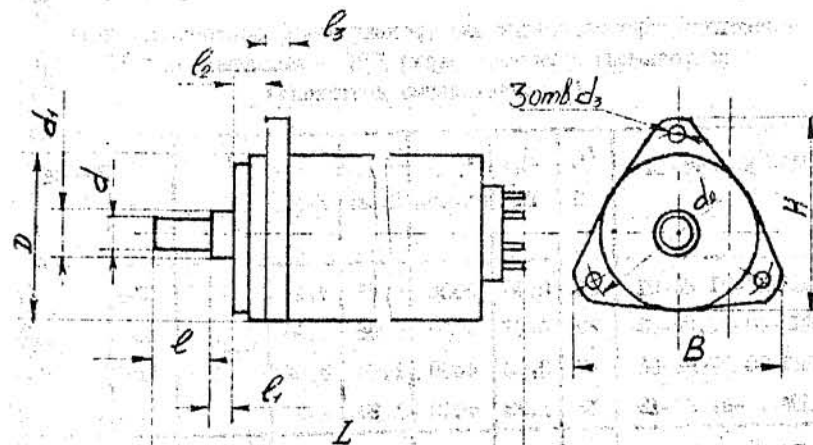
Конструктивные размеры двигателей серии ДПР

Таблица ПИ.16

Основные характеристики малогабаритных шаговых электродвигателей типа ДШ*

Тип двигателя	U , В	$M_{\text{ном}}$, Н·мм	$f_{\text{пр}}$, шаг/с	α , угл. град	J_H , $\times 10^{-7}$, кг м ²	T , ч	Масса, кг
ДШ-0,025(A)	13,5	2,5	280	22,5	2,45	1000	0,25
ДШ-0,04(A)	13,5	4	280	22,5	3,43	1000	0,3
ДШ-0,1(A)	13,5	4	280	22,5	3,43	1000	0,55
ДШ-0,25(A)	13,5	25	130	22,5	63,4	1000	1,1
ДШ-0,4(A)	13,5	40	110	22,5	123	1000	1,8
ДШ-1(A)	13,5	100	70	22,5	412	1000	3,3

* Двигатели ДШ, имеющие в своем обозначении букву А (в таблице указана в скобках), работают при напряжении $U = 27$ В. Шаговые двигатели применяются в качестве исполнительных в системах с дискретным приводом. Частота вращения и суммарный угол поворота вала шагового двигателя пропорциональны соответственно частоте и числу поданных импульсов управления. Двигатели ДШ — также четырехфазные с возбуждением от постоянных магнитов на роторе. Все двигатели имеют продолжительный режим работы. Крепление двигателей — фланцевое.



Конструктивные размеры двигателей серии ДШ

Таблица ПИ.17

Основные размеры двигателей ДШ, мм

Тип двигателя	α	d_1	d_2	d_3	D	l	l_3	L	b	h
ДШ-0,025(A)	3,8	4	48	3,1	40	9	3	82	50	48
ДШ-0,04(A)	3,8	4	48	3,1	40	9	3	92	50	48
ДШ-0,1(A)	4,8	5	60	4,5	50	10	4	107	63	61
ДШ-0,25(A)	4,8	6	72	5,5	60	10	5	125	73	72
ДШ-0,4(A)	8,0	8	92	7,0	80	20	5	147	92	93
ДШ-1(A)	8,0	10	115	8,5	100	20	5	179	117	116

* Для всех двигателей $l_1 = 1$ мм; $l_2 = 4,5$ мм.

Таблица П.18

Основные характеристики электродвигателей постоянного тока с постоянными магнитами серии ДПМ* исполнения Н1 и Н2 (исполнительные двигатели)

Тип двигателя	U, В	P _н , Вт	n _{ном} , об/мин	M _{ном} , Н·мм	M _п , Н·мм	J _p , кг·м ² · 10 ⁻⁶	T, ч	Масса, кг
ДПМ-20-Н1, Н2-01	29	0,46	9000	0,49	4,9	0,37	200	0,065
ДПМ-20-Н1, Н2-02	27	0,41	4000	0,98	1,96		250	
ДПМ-20-Н1, Н2-08	27	0,92	4500	1,96	3,92		250	
ДПМ-20-Н1, Н2-12	12	1,23	6000	1,96	4,9		300	
ДПМ-25-Н1, Н2-01	29	3,22	9000	3,43	5,9	1,16	100	0,12
ДПМ-25-Н1, Н2-02	27	0,46	3800	2,94	9,8		500	
ДПМ-25-Н1, Н2-02А	27	0,46	4500	0,98	4,9		500	
ДПМ-25-Н1, Н2-03	12	2,77	6000	4,41	9,8		300	
ДПМ-25-Н1, Н2-04	27	1,28	2500	4,9	7,85		1000	
ДПМ-25-Н1, Н2-07	27	2,31	4500	4,9	11,8		500	
√ ДПМ-30-Н1, Н2-03	27	4,62	4500	9,8	29,4	2,9	500	0,22
ДПМ-30-Н1, Н2-05	27	4,31	6000	6,86	24,6		300	
ДПМ-30-Н1, Н2-19	12	2,57	2500	9,8	19,6		600	
ДПМ-35-Н1, Н2-01	27	13,9	9000	14,7	68,6	6,2	100	0,34
ДПМ-35-Н1, Н2-02	27	5,39	3500	14,7	49		500	
ДПМ-35-Н1-03	6	4,25	1800	22,6	34,3		1000	

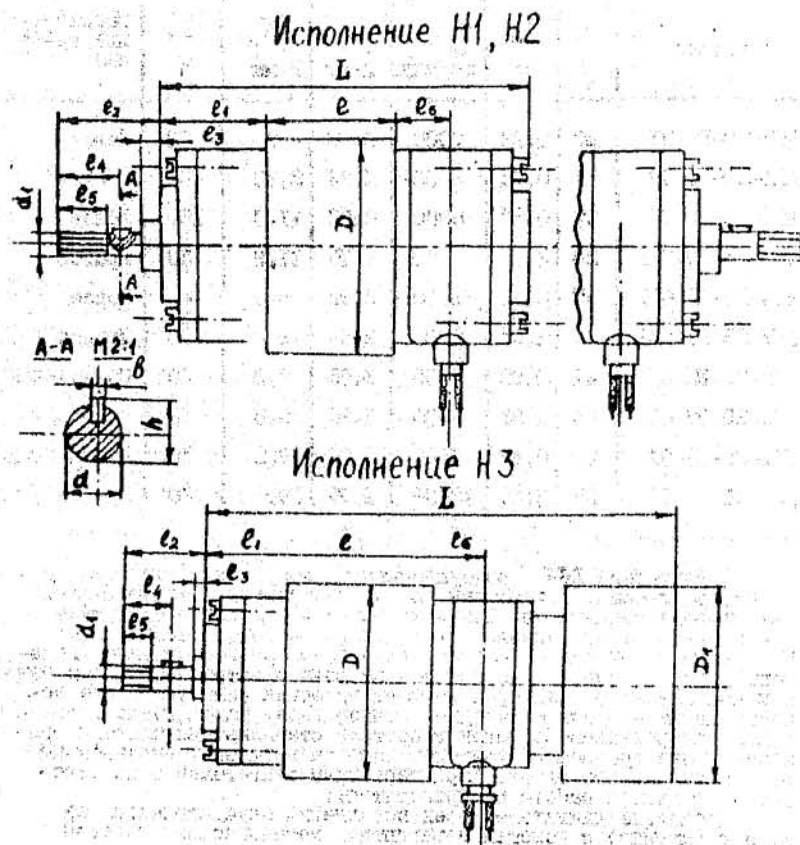
Таблица П.19

Основные характеристики двигателей серии ДПМ* исполнения Н3

Тип двигателя	U, В	P _н , Вт	n _{ном} , об/мин	M _{ном} , Н·мм	M _п , Н·мм	T, ч	Направление вращения
ДПМ-20-Н3-01	27	0,92	9000	0,98	4,9	50	Левое
ДПМ-20-Н3-09	12	0,92	4500	1,96	3,92	100	Правое
ДПМ-25-Н3-01	27	0,62	6000	0,98	11,8	150	Левое
ДПМ-25-Н3-02А	28	2	9000	2,16	11,8	50	Правое
ДПМ-25-Н3-02Б	27	3,7	9000	3,92	9,8	-	Левое
ДПМ-25-Н3-03А	14	1,85	6000	2,94	9,8	150	Правое
ДПМ-25-Н3-05	24	0,92	4500	1,96	9,8	50	Правое
ДПМ-25-Н3-09	24	1,23	6000	1,96	9,8	50	Левое
ДПМ-30-Н3-01	27	6,47	9000	6,86	39,2	50	Левое
ДПМ-30-Н3-02	28	2,47	12000	1,96	19,6	30	Правое

* Двигатели ДПМ с возбуждением от постоянных магнитов применяются в системах автоматики, радиоэлектроники и телемеханики для привода механизмов. Серия двигателей ДПМ имеет следующие конструктивные исполнения: Н1 - с одним выходным концом вала; Н2 - с двумя выходными концами вала (размеры концов вала одинаковы); Н3 - с одним выходным концом вала и встроенным центробежным контактным регулятором частоты вращения (имеется также исполнение Н5 - с одним выходным концом вала, таходатчиком, являющимся измерительным органом в системе стабилизации частоты вращения и электронным регулятором частоты вращения, выполненным в виде отдельного блока. Характеристики двигателей в исполнении Н5 в данной работе не приводятся).

Крепление двигателей всех исполнений осуществляется за корпус (магнит) с помощью немагнитных металлических деталей.

Основные размеры двигателей ДПМ^ж, мм

Конструктивные размеры двигателей серии ДПМ

Тип двигателя	d_{g6}	d_1-6g	D_{f7}	D_1	l	l_1	l_2	$l_3, h, 8$
ДПМ-20-Н1, Н2	2	M2x0,25	20	-	14	9	8	I
ДПМ-20-Н3	2	M2x0,25	20	20,4	14	9	8	I
ДПМ-25-Н1, Н2	2	M2x0,25	25	-	17,5	10,25	10	I
ДПМ-25-Н3	2	M2x0,25	25	25,2	17,5	10,2	10	I
ДПМ-30-Н1, Н2	3	M3x0,35	30	-	21	12,5	12	I, 1,5
ДПМ-30-Н3	3	M3x0,35	30	30	21	13,5	12	I, 1,5
ДПМ-35-Н1, Н2	3	M3x0,35	35	-	24,5	14,75	14	I, 1,5

Окончание табл. ПЛ.20

Тип двигателя	l_4	l_5	l_6	l_7	L	h	$b_{J_5, 11}$
ДПМ-20-Н1, Н2	5	3	7,3	-	38	2,4	0,4
ДПМ-20-Н3	5	3	7,3	13,5	50	2,4	0,4
ДПМ-25-Н1, Н2	6	3	9,3	-	45,5	2,4	0,4
ДПМ-25-Н3	6	3	9,3	15	59	2,4	0,4
ДПМ-30-Н1, Н2	7,5	4,5	11,2	-	57	3,5	0,6
ДПМ-30-Н3	7,5	4,5	11,2	17	72	3,6	0,6
ДПМ-35-Н1, Н2	8,5	4,5	13	-	64	3,6	0,6

* Двигатели ДПМ исполнений Н1 и Н2 предназначены для работы при обоих направлениях вращения вала; причем изменение направления вращения на ходу без предварительной остановки двигателя не допускается.

Таблица П2.1

Нормы кинематической точности. Допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса F_p

Степень точности	Модуль m , мм	Делительный диаметр d , мм					
		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125
		Допуски, мкм					
6	$m < 1$	16	17	19	22	25	30
7	$m < 1$	22	24	26	30	35	42
8	$m < 1$	32	34	38	42	50	60

Таблица П2.2

Нормы плавности работы. Допуски на местную кинематическую погрешность f_i' , погрешность профиля f_f

Обозначение допуска	Модуль m , мм	Степень точности		
		6	7	8
f_i'	От 0,1 до 0,5	14	20	26
	Св. 0,5 до 1	16	22	30
f_f	От 0,1 до 0,5	7	9	11
	Св. 0,5 до 1	8	10	13

Таблица П2.3

Значение коэффициента фазовой компенсации. Зубчатая передача

Обозначение коэффициента фазовой компенсации	Отношение чисел зубьев					
	От 1,0 до 1,5	Св. 1,5 до 2,0	Св. 2,0 до 2,5	Св. 2,5 до 3,0	Св. 3,0 до 3,5	Св. 3,5 до 4,0
	Значение коэффициента фазовой компенсации					
K	0,98	0,85	0,83	0,93	0,97	0,96
K_s	0,30	0,76	0,75	0,74	0,75	0,8

Обозначение коэффициента фазовой компенсации	Отношение чисел зубьев колес					
	Св. 4,0 до 4,5	Св. 4,5 до 5,0	Св. 5,0 до 5,5	Св. 5,5 до 6,0	Св. 6,0 до 6,5	Св. 6,5
	Значение коэффициента фазовой компенсации					
K	0,96	0,96	0,98	0,96	0,97	0,98
K_s	0,90	0,87	0,85	0,88	0,94	0,99

Примечания. 1. По известному отношению чисел зубьев колес $\frac{z_2}{z_1}$ ($z_2 > z_1$) выбираются коэффициенты K, K_s .
2. Для передаточных отношений, не выражаемых целым числом, в случае работы передачи в пределах больше одного оборота колеса $K = K_s = 0,98$.

Таблица П2.4

Нормы плавности для конических колес

Обозначение	Средний модуль m , мм	Степень точности		
		6	7	8
f_f	От 0,1 до 0,5	11	(14)	(17)
	Св. 0,5 до 1,0	12	(15)	(20)

Таблица П2.5

Значение коэффициента фазовой компенсации. Зубчатая реечная передача

Обозначение коэффициента фазовой компенсации	Приведенное передаточное отношение					
	От 0,25 до 0,5	Св. 0,50 до 0,75	Св. 0,75 до 1,00	Св. 1,00 до 1,25	Св. 1,25 до 1,50	Св. 1,50 до 1,75
	Значение коэффициента фазовой компенсации					
K	0,90	0,95	0,80	0,80	0,95	0,95
K_s	0,07	0,17	0,40	0,65	0,65	0,60

Продолжение табл. П2.5

Коэффициент фазовой компенсации	Приведенное передаточное отношение			
	Св. 1,75 до 2,00	Св. 2,00 до 2,25	Св. 2,25 до 2,50	Св. 2,50 до 2,75
	Значение коэффициента фазовой компенсации			
K	0,88	0,87	0,94	0,98
K_s	0,59	0,68	0,78	0,72

Окончание табл. П2.5

Коэффициент фазовой компенсации	Приведенное передаточное отношение			
	Св. 2,75 до 3,00	Св. 3,00 до 3,25	Св. 3,25 до 3,50	Св. 3,50
	Значение коэффициента фазовой компенсации			
K	0,92	0,90	0,95	0,98
K_s	0,68	0,73	0,83	0,98

Примечание. По известному приведенному передаточному отношению $i_{пр} = z_p / z_k$ находят коэффициенты K , K_s . Коэффициенты фазовой компенсации, приведенные в ГОСТ 10242-81, следует рассматривать как близкие к вероятностным.

Таблица П2.6
Нормы плавности работы червяка (показатель: f_{f1} , f_{hk} , f_r)

Обозначение	Делительный диаметр червяка d , мм	Модуль m , мм	Степень точности		
			6	7	8
			мм		
1	2	3	4	5	6
f_{hk}	До 18	От 0,1 до < 1,0	16	-	-
	До 30	Св. 0,5 до < 1,0	20	-	-
f_{f1}	До 18	От 0,1 до 0,5	8	12	20
	До 30	Св. 0,5 до < 1,0	10	16	25

Окончание табл. П2.6

1	2	3	4	5	6
f_r	До 10	От 0,1 до < 1,0	11	15	20
	Св. 10 до 18		11	16	20
	Св. 18 до 30		12	17	21

Таблица П2.7

Значение вероятностных коэффициентов. Зубчатая передача

Процент риска p	Отношение чисел зубьев колес					
	От 1,0 до 1,5	Св. 1,5 до 2,0	Св. 2,0 до 2,5	Св. 2,5 до 3,0	Св. 3,0 до 3,5	Св. 3,5 до 4,0
	Значение коэффициента фазовой компенсации K_p					
32	0,58	0,68	0,6	0,74	0,71	0,71
10	0,92	0,78	0,73	0,88	0,82	0,82
4,5	0,95	0,83	0,81	0,91	0,92	0,91
1	0,96	0,84	0,82	0,92	0,95	0,95

Окончание табл. П2.7

Процент риска p	Отношение чисел зубьев колес					
	Св. 4,0 до 4,5	Св. 4,5 до 5,0	Св. 5,0 до 5,5	Св. 5,5 до 6,0	Св. 6,0 до 6,5	Св. 6,5
	Значение коэффициента фазовой компенсации K_p					
32	0,68	0,71	0,78	0,70	0,78	0,80
10	0,80	0,82	0,90	0,88	0,91	0,94
4,5	0,88	0,92	0,94	0,94	0,94	0,96
1	0,94	0,95	0,97	0,95	0,96	0,96

Примечание. По известному отношению чисел зубьев выбирается коэффициент K_p .

$\frac{z_2}{z_1} (\alpha_2 > \alpha_1)$
121

Таблица П2.8

Значение вероятностного коэффициента. Зубчатая
реечная передача

Процент риска p	Приведенное передаточное отношение					
	От 0,25 до 0,50	Св. 0,5 до 0,75	Св. 0,75 до 1,00	Св. 1,00 до 1,25	Св. 1,25 до 1,50	Св. 1,50 до 1,75
	Значение коэффициента фазовой компенсации K_p					
32	0,54	0,62	0,42	0,54	0,70	0,70
10	0,81	0,83	0,75	0,70	0,86	0,86
4,5	0,85	0,87	0,77	0,76	0,88	0,88
1,0	0,88	0,89	0,78	0,78	0,89	0,89

Окончание табл. П2.8

Процент риска p	Приведенное передаточное отношение						
	Св. 1,75 до 2,00	Св. 2,00 до 2,25	Св. 2,25 до 2,50	Св. 2,50 до 2,75	Св. 2,75 до 3,00	Св. 3,00 до 3,25	Св. 3,25
	Значение коэффициента фазовой компенсации K_p						
32	0,76	0,73	0,76	0,76	0,73	0,76	0,78
10	0,86	0,81	0,84	0,91	0,82	0,86	0,91
4,5	0,84	0,84	0,90	0,93	0,86	0,90	0,94
1,0	0,86	0,86	0,93	0,95	0,88	0,99	0,96

Примечание. По известному приведенному передаточному отношению $i_{пр} = x_p/x_k$ и проценту риска p выбирается значение коэффициента K_p .

Таблица П2.9

Значение вероятностных коэффициентов. Червячная передача

Процент риска p	32	10	4,5	1,0	0,27
Коэффициент K_p	0,79	0,87	0,89	0,92	0,93

Примечание. По известному проценту риска p выбирается коэффициент K_p .

Таблица П2.10

Гарантированный боковой зазор $j_{n \min}$, предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$, мм

Зубчатые колеса с модулем $m < 1$ мм

Вид сопряжения	Обозначение	Межосевое расстояние a , мм					
		Др 12 до 20	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125
H	$j_{n \min}$	0	0	0	0	0	0
G		6	8	9	11	13	15
F		9	11	13	16	19	22
E		15	18	21	25	30	35
D		22	27	33	39	46	54
H	f_a	± 8	± 9	± 11	± 14	± 16	± 18
G		± 11	± 14	± 16	± 20	± 22	± 28
F		± 18	± 22	± 25	± 32	± 35	± 38
E		± 30	± 36	± 40	± 50	± 60	± 70
D		± 45	± 55	± 63	± 80	± 90	± 110

Примечание. Для реечной передачи - $\alpha'_R = \frac{1}{2}(\alpha + 35m)$, где α'_R - расчетный монтажный размер; α - делительный диаметр реечного колеса.

Таблица П2.11
Конические передачи. Гарантированный боковой зазор
(показатель $j_{n \min}$), мкм

Вид сопряжения	Среднее конусное расстояние R , мм											
	До 12			Св. 12 до 20			Св. 20 до 32			Св. 32 до 50		
	Угол делительного конуса шестерни δ_1 , град											
	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25
H	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
G	4	5	6	5	6	8	6	9	9	8	9	11
F	6	8	9	8	9	11	9	13	13	11	13	16
E	10	12	15	12	15	18	15	21	21	18	21	25
D	14	18	22	18	22	27	22	33	33	27	33	39

Наименьшее дополнительное смещение исходного контура E_{Hs} , E_{Ht} , мкм

Таблица П2.12

Зубчатые колеса с модулем $m < 1$ мм

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d , мм						
		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125	
I	2	3	4	5	6	7	8	
H	3 - 7	5	6	7	8	9	11	
G	3 - 6	12	14	16	18	22	25	
	7	16	18	20	22	26	28	
	8	22	24	26	28	30	32	

Окончание табл. П2.12

I	2	3	4	5	6	7	8
F	3 - 6	18	22	26	30	35	40
	7	22	24	28	32	36	42
	8	26	30	34	38	42	45
E	3 - 7	28	32	38	45	53	60
	8	35	40	45	50	55	63
D	3 - 7	40	55	60	70	80	90
	8	50	55	60	70	80	95

Таблица П2.13

Допуски на смещение исходного контура T_H , мкм

Зубчатые колеса с модулем $m < 1$ мм

Вид сопряжения	Вид допуска бокового зазора	Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r *					
		Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40
H	h	20	25	30	34	40	50
G	g	22	28	32	38	45	53
F	f	25	30	36	42	50	60
E, D	e	30	34	40	48	56	70

* Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r (см. табл. П2.14).

Таблица П2.14

Нормы кинематической точности цилиндрических передач.
Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r

Степень точности	Модуль m , мм	Делительный диаметр d , мм					
		Др 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 85	Св. 80 до 125
		Допуски F_r , мкм					
6	От 0,1 до 0,5	11	12	14	16	19	22
	Св. 0,5 до 1	15	16	18	20	22	25
7	От 0,1 до 0,5	16	18	20	22	26	30
	Св. 0,5 до 1	21	22	24	26	30	36
8	От 0,1 до 0,5	19	21	25	28	32	38
	Св. 0,5 до 1	26	28	30	34	38	45

Таблица П2.15

Коническая передача. Наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба E_{ss} , мкм.

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Средний делительный диаметр, мм			
		Др 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50
H	4 - 6	8	8	9	9
	7	12	12	13	14
G	4 - 6	12	13	14	15
	7	16	17	18	20
	8	20	22	24	26
F	4 - 6	17	18	21	24
	7	20	22	25	28
	8	26	28	30	34
E	4 - 6	28	30	34	40
	7	32	34	38	42
	8	34	38	40	45
D	4 - 6	35	38	40	45
	7	42	45	48	52
	8	45	48	50	55

Таблица П2.16

Конические передачи. Нормы плавности работы.
(показатель $\pm f_{AMr}$), мкм

Степень точности	Среднее конусное расстояние R , мм											
	Др 12		Св. 12 до 20			Св. 20 до 32			Св. 32 до 50			
	Угол делительного конуса зубчатого колеса δ_2 , град											
	Др 20	Св. 20 до 45	Св. 45	Др 20	Св. 20 до 45	Св. 45	Др 20	Св. 20 до 45	Св. 45	Др 20	Св. 20 до 45	Св. 45
6	6	5	3	16	14	8	24	22	13	40	35	20
7	7,5	6	4	20	17	10	30	28	16	50	44	25
8	10	7,5	5	25	21	12	38	34	20	63	55	30

Таблица П2.17

Предельные отклонения межосевого угла передачи $\pm E_{\Sigma}$
для ортогональных передач, мкм

Вид сопряжения	Среднее конусное расстояние R , мм										
	Др 12		Св. 12 до 20			Св. 20 до 32			Св. 32 до 50		
	Угол делительного конуса шестерни δ , град										
	Др 25	Св. 25	Др 25	Св. 25	Др 15	Св. 15 до 25	Св. 25	Др 15	Св. 15 до 25	Св. 25	
H, G	3	4	4	5	4	5	6	5	6	6	
F	5	6	6	7	6	7	8	7	8	8	
E	7	9	9	10	9	10	13	10	13	13	
D	11	14	14	17	14	17	25	17	20	20	

Таблица П2.18

Коническая передача. Допуск на среднюю делительную толщину зуба по хорде (показатель $T_{\bar{s}}$), мкм

Вид допуски бокового зазора	Допуск на биение зубчатого венца F_r^* , мкм					
	До 6	Св. 6 до 8	Св. 8 до 10	Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20
h	9	10	11	13	16	18
g	11	12	13	15	18	22
f	13	15	17	19	22	26
e	16	18	20	22	26	30
d	18	22	24	26	30	34

* Допуск на биение зубчатого венца по табл. П2.14.

Таблица П2.19

Реечная передача. Нормы бокового зазора (показатель E_{NS}^*), мкм

Вид сопряжения	Модуль m , мм	Степень точности по нормам плавности		
		3-6	7	8
H	От 0,1 до 0,5	7	7	-
	Св. 0,5 до < 1,0	8	8	-
G	От 0,1 до 0,5	12	17	24
	Св. 0,5 до < 1,0	16	21	26
F	От 0,1 до 0,5	20	24	30
	Св. 0,5 до < 1,0	26	30	36
E	От 0,1 до 0,5	26	30	34
	Св. 0,5 до < 1,0	38	40	45
D	От 0,1 до 0,5	40	42	46
	Св. 0,5 до < 1,0	56	60	63

* E_{NS} - наименьшее дополнительное смещение исходного контура (со знаком "минус").

Таблица П2.20

Реечная передача. Нормы бокового зазора (показатель T_H), мкм

Вид сопряжения	Модуль m , мм	Степень по нормам кинематической точности		
		6	7	8
H	От 0,1 до 0,5	28	35	-
	Св. 0,5 до < 1,0	30	38	-
G	От 0,1 до 0,5	30	38	50
	Св. 0,5 до < 1,0	32	42	55
F	От 0,1 до 0,5	32	42	55
	Св. 0,5 до < 1,0	35	45	60
E, D	От 0,1 до 0,5	38	48	60
	Св. 0,5 до < 1,0	40	50	70

Таблица П2.21

Червячная передача. Нормы бокового зазора (показатель $E_{\bar{s}\bar{s}}$, слагаемое I)

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a , мм				
	До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80
			мм		
H	0	0	0	0	0
G	6	8	10	12	14
F	10	12	14	17	20
E	16	19	22	26	32
D	24	28	34	40	48

Таблица П2.22
Нормы бокового зазора (показатель E_{ss} , слагаемое II)

Степень точности по нормам плавности	Модуль m , мм	Межосевое расстояние a , мм				
		До I2	Св. I2 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80
		мкм				
6	От 0,1 до 0,5	18	18	19	21	22
	Св. 0,5 до < 1,0	20	21	22	24	25
7	От 0,1 до 0,5	28	30	30	32	34
	Св. 0,5 до < 1,0	34	35	36	38	40
8	От 0,1 до 0,5	42	45	45	50	53
	Св. 0,5 до < 1,0	53	55	56	60	63

Таблица П2.23
Нормы бокового зазора (T_s - допуск на толщину витка по хорде), мкм

Вид сопряжения	Вид допуска бокового зазора	Допуск на радиальное биение витка f_r					
		До 6	Св. 6 до 8	Св. 8 до 10	Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20
H	h	10	12	13	15	17	20
G	g	12	13	15	16	20	22
F	f	13	15	16	18	22	25
E, D	e	15	16	18	22	25	30

Таблица П2.24
Предельные отклонения межосевого расстояния червячной передачи (показатели f_a , f_{ac})*

Степень точности	Обозначение	Межосевое расстояние a , мм				
		До I2	Св. I2 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80
		мкм				
6	f_a	± 8	± 9	± 11	± 14	± 16
7		± 11	± 14	± 16	± 20	± 22
8		± 18	± 22	± 25	± 32	± 45

* Предельные отклонения межосевого расстояния в обработке f_{ac} для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием не должны превышать $0,75 f_a$.

Таблица П2.25
Значения коэффициента K_φ

Угол поворота φ°	30	60	90	120	150	180
Коэффициент K_φ	0,02	0,07	0,15	0,25	0,37	0,5

Окончание табл. П2.25

Угол поворота φ°	210	240	270	300	330	360
Коэффициент K_φ	0,63	0,75	0,85	0,93	0,98	1

Таблица П2.26
Значения коэффициентов t_1, t_2

Процент риска p	10	4,5	1,0	0,27
Коэффициент t_1	0,26	0,35	0,48	0,57
Коэффициент t_2	0,21	0,28	0,39	0,46

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3		
Глава I. Проектный расчет электромеханического привода	3		
I.1. Выбор электродвигателя для ЭМП	4		
I.1.1. Определение типа (серии) электродвигателя	4		
I.1.2. Выбор типоразмера электродвигателя	6		
I.2. Разработка кинематических схем механизмов ЭМП	10		
I.2.1. Определение общих передаточных отношений кинематических цепей	10		
I.2.2. Выбор схемотехнического состава ЭМП	11		
I.2.3. Расчет кинематических параметров многоступенчатых зубчатых механизмов с цилиндрическими колесами	13		
I.2.4. Планетарные передачи	21		
I.2.5. Определение чисел зубьев элементарных передач	23		
I.3. Расчет моментов в кинематических цепях ЭМП (силовой расчет)	27		
I.4. Проектный расчет зубчатых передач на прочность	29		
I.4.1. Расчет зубьев на изгиб	30		
I.4.2. Расчет зубьев на контактную прочность	33		
I.4.3. Выбор материалов для элементов передач и расчет допускаемых напряжений при расчете на выносливость	35		
I.5. Геометрический расчет зубчатых колес и передач	42		
Глава 2. Проверочные расчеты спроектированного ЭМП	43		
2.1. Проверка правильности выбора двигателя	43		
2.2. Проверочные расчеты на прочность	46		
2.3. Проверочные расчеты ЭМП на быстродействие	49		
2.4. Проверочные расчеты ЭМП на точность	50		
2.5. Указания по выполнению кинематических схем и рабочих чертежей зубчатых колес и червяков	50		
Глава 3. Расчет зубчатых передач приборных устройств на точность	51		
3.1. Основные понятия и показатели точности зубчатых передач. Стандарты	51		
3.2. Расчет показателей точности элементарных передач	57		
		3.2.1. Определение кинематической погрешности	57
		3.2.2. Расчет погрешностей мертвого хода	59
		Расчет показателей точности кинематических цепей	63
		3.3.1. Определение погрешности кинематической цепи методом максимума-минимума	63
		3.3.2. Расчет погрешности кинематической цепи вероятностным методом	64
		4. Проверочный расчет кинематических цепей на точность	66
		3.4.1. Выбор точностных параметров зубчатых и червячных передач	66
		3.4.2. Порядок выполнения проверочного расчета	69
		3.4.3. Анализ результатов расчета и способы достижения требуемой точности	71
		Глава 4. Примеры расчетов	72
		Список литературы	90
		Приложение 1	94
		Приложение 2	118