МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования**

«Оренбургский государственный университет»

Кафедра деталей машин и прикладной механики

В.М.КУШНАРЕНКО, Г.А.КЛЕЩАРЕВА

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДОВ ПРИБОРОВ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКЕ

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом
государственного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Оренбургский государственный университет»

Оренбург 2003

ББК 30.121я7
К 99
УДК 531.8(075.8)

Рецензент
кандидат технических наук, доцент Ю.А. Чирков

В.М.Кушнаренко, Г.А.Клещарева
К 99 **Кинематический расчет приводов приборов. Методические указания по прикладной механике - Оренбург: ГОУ ОГУ, 2003- 23 с.**

Методические указания предназначены для кинематического расчета электромеханических приводов приборов. Приводятся методики, позволяющие осуществить подбор двигателя для ЭМП, а также разработать кинематические схемы механизмов ЭМП.

Данные Методические указания окажут помощь студентам специальности 200800 - Проектирование и технология радиоэлектронных средств в изучении дисциплины «Прикладная механика».

ББК 30.121я7

© Кушнаренко В.М.
Клещарева Г.А.

ISBN.....

© ГОУ ОГУ, 2003

Введение

Электромеханические приводы (ЭМП), состоящие из двигателя и механической передачи, широко применяются в вычислительной технике, радиоэлектронной и оптико-механической аппаратуре, а также в других устройствах для передачи движения на исполнительный орган (нагрузку). Совершенство конструкции ЭМП во многом зависит от того, насколько правильно выбраны и рассчитаны элементы привода. В МУ приведена методика кинематического расчета приводов приборов.

1 Выбор электродвигателя для ЭМП

Исходными данными для проектного расчета являются: назначение, конструктивное оформление, параметры нагрузки и условия эксплуатации ЭМП. Выбор электродвигателя обычно осуществляется в два этапа [2]: сначала устанавливают возможные для применения типы двигателей, а затем из намеченных типов подбирают конкретный двигатель для разрабатываемого ЭМП.

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 электромеханическим параметрам двигателя:

- регулируемый, нерегулируемый;
- нерегулируемый длительного действия, кратковременный, следящий;
- максимальный статический момент, момент инерции (изменяются или не изменяются).
- для нерегулируемых двигателей – требование к стабильности вращения, для регулируемых – диапазон регулирования и быстродействие;
- ток (постоянный, переменный), значение питающего напряжения и частота (при переменном токе) и их допустимые отклонения. Требование 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 электромеханическим 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 А) устанавливают приемлемые типы (серии) двигателей.

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

Эти двигатели обычно работают в нормальном 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 двигатели 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 и 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 электромеханической постоянной и требуемым диапазоном регулировании. 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…200), бесшумностью работы. Недостатками 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 ($M_{max}/M_{ном}$ = 1,2…2,5, где M_{max} и $M_{ном}$ – максимальный и номинальный моменты электродвигателя).

Электродвигатели постоянного тока, по сравнению с двигателями переменного тока, имеют более высокий КПД и большую кратность пускового момента $M_п$ ($M_п/M_{ном}$ = 3…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 безколлекторных 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.

1.2 Выбор типоразмера электродвигателя

Конкретный двигатель из намеченной серии выбирают с учетом расчетной (требуемой) мощности двигателя, которая должна быть достаточна для перемещения рабочего элемента в соответствии с ТЗ. Порядок определения расчетной мощности двигателя $P_р$ зависит от параметров нагрузки (статической или динамической) и компоновочной схемы ЭМП, которая условно может быть выполнена в четырех основных вариантах независимо от пространственной ориентации элементов ЭМП /2/.

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

$$P_p = \frac{P_н}{\eta_o}, \qquad (1)$$

где $P_н$ – мощность нагрузки на выходном валу; η_o – КПД цепи выходной вал – нагрузка.

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

$$P_p = \frac{P_{н1}}{\eta_1} + \frac{P_{н2}}{\eta_2}, \qquad (2)$$

где $P_{н1}$ и $P_{н2}$ – мощности нагрузок первого и второго потоков соответственно.

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

$$P_p = \left(\frac{P_{H2}}{\eta_{1,2}} + P_{H1} \right) / \eta_1, \qquad (3)$$

где $\eta_{1,2}$ – КПД между выходными валами; η_1 – КПД цепи двигатель-первый выходной вал.

Вариант 4 (рисунок 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 $P'_р$ для рассматриваемого варианта

$$P'_p = t_1 P_p , \qquad (4)$$

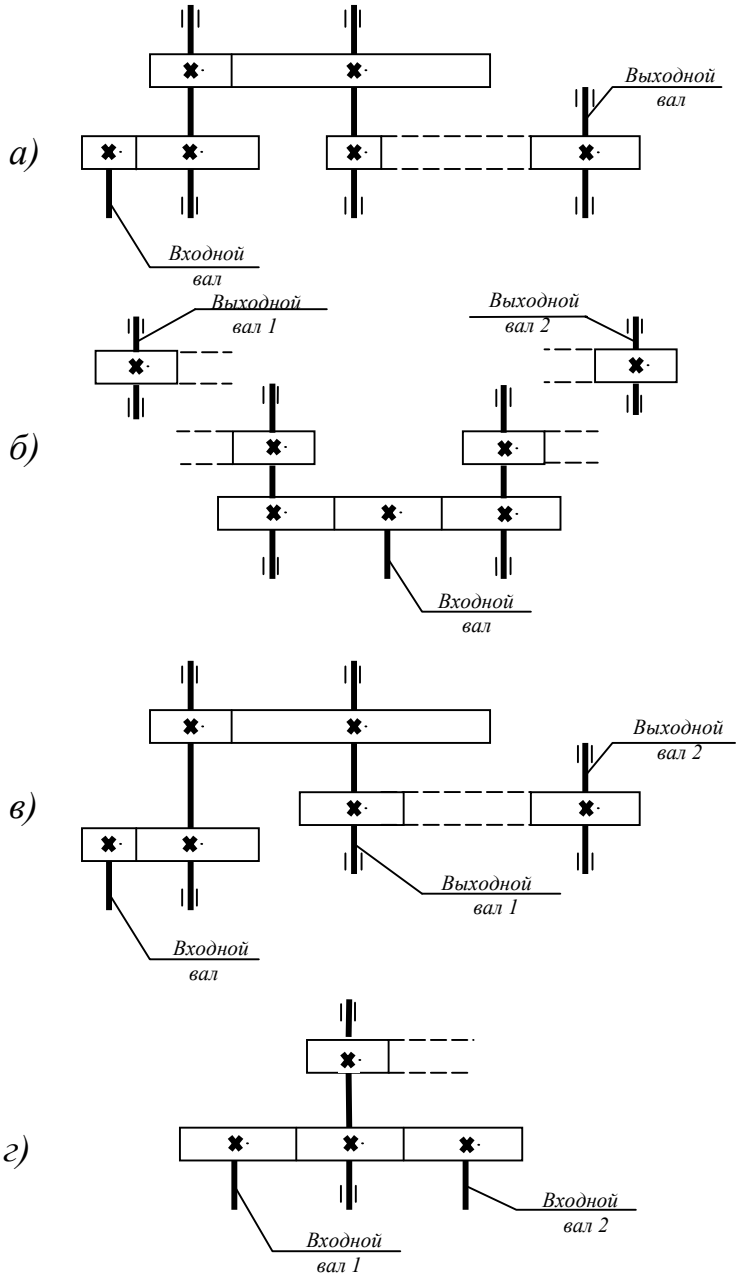


Рисунок 1

где $P_р$ - расчетная мощность нагрузки, определенная по формулам (1-3) в зависимости от схемы механизма (рисунок 1а-в); t_1 – коэффициент, учитывающий совместную работу двигателей на одну нагрузку, t_1= 0,52…0,55.

Расчетную мощность нагрузки $P_н$ в ваттах (при постоянной статистической нагрузке) определяют по формулам:

при вращательном движении выходного звена

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

при поступательном движении выходного звена

$$P_{ні} = F_{ні}V_i, \quad (6)$$

где $M_{сі}$- момент нагрузки на і-м звене (валу), Н·м;

$\omega_{ні}$ – угловая скорость вращения І-го выходного звена, рад/с;

$n_{ні}$ - частота вращения і-го выходного звена (вала), об/мин;

$F_{ні}$ – усилие на і-м выходном звене, Н;

V_i – скорость движения і-го выходного звена, м/с.

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

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

где $M_1,\ldots M_n$ - значения моментов нагрузок в период времени $t_1,\ldots, t_n$.

В случае непрерывного изменения моментов нагрузок эквивалентный момент

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

где t_Σ – общее время цикла изменения момента.

После определения эквивалентного момента моментов нагрузок по формулам (7) и (8) находят расчетную мощность двигателя, подставляя в формулу (5) вместо $M_{сі}$ значение $M_э$.

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_o следует задаться.

По найденному значению расчетной мощности $P_р$ подбирают конкретный двигатель из намеченной серии, учитывая справочные данные двигателей. При этом следует выдерживать условие

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

где $P_т$ – мощность двигателя по паспортным данным; ξ – коэффициент запаса, учитывающий динамичность внешней нагрузки, нестабильность напряжения питания, отклонения условий эксплуатации от расчетных. Рекомендуется для нерегулируемого привода и постоянной статической нагрузки принимать

ξ = 0,05…1,1; при переменной нагрузке ξ = 1,1…1,6 (тем больше, чем больше разброс моментов); для приводов с заданным временем разгона и для следящих приводов обычной точности ξ = 1,2…2,5, для точных следящих приводов ξ = 2,5…5(10).

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

2 Разработка кинематических схем механизмов ЭМП

2.1 Определение общих передаточных отношений кинематических цепей

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

$$i_o = \frac{n_{дв}}{n_{нi}}, \qquad (10)$$

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

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

Вариант 1. Задана угловая скорость выходного вала $\omega_н$ (в радианах в секунду). Тогда

$$n_н = 30\omega_н / \pi \qquad (11)$$

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

$$n_н = 60V / \pi d, \qquad (12)$$

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

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

$$n_н = \varphi_н / 6t. \qquad (13)$$

Вариант 4. Задана частота вращения одного выходного вала $n_{н1}$ и передаточное отношение между выходными валами i_{12}. Тогда частота вращения другого выходного вала

$$n_{н2} = n_{н1} / i_{1,2}. \qquad (14)$$

2.2 Выбор схемотехнического состава ЭМП

Требуемое передаточное отношение кинематических цепей i_o можно реализовать с помощью разных схемотехнических элементов. От того насколько рационально выбраны эти элементы, во многом зависит эффективность разрабатываемого ЭМП. При выборе схемы и схемотехнического 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 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-коническую передачи; при повышенных требованиях к плавности и бесшумности работы – червячную или косозубую передачи; для передачи на значительные расстояния – ременную или зубчато-ременную передачи; 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 $i_в$ = 50…250, для червячной $i_ч$ = 8…80; для конической $i_к$ =1…3, для ременной $i_р$ = 1…12; для цилиндрической передачи внешнего зацепления $i_ц$ = 1…5; для планетарной $i_{пл}$ = 3…1500 *в зависимости от схемы). Более подробные сведения о назначении, типах и свойствах элементарных передач даны в /1-4/.

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 $i_{o,}$ 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

$$i_o = \prod_{i=1}^{n} i_i \,, \qquad (15)$$

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 большим передаточным отношением 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 киносъемочной 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

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

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

Значение i_o 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».

2.3 Расчет кинематических параметров многоступенчатых зубчатых механизмов с цилиндрическими колесами

При проектировании ЭМП на базе цилиндрических колес требуемое передаточное отношение i_o 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: минимизации суммарного межосевого расстояния, приведенного момента инерции, 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* даются 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 (рисунок 2а)

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

где m – модуль передачи; z_1, z_2, …z_{2n} – числа зубьев шестерни (колеса); a_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

$$n = 1{,}436 \lg i_o . \qquad (17)$$

Для равномодульных передач

$$n = 1{,}85 \lg i_o . \qquad (18)$$

Передаточные отношения ступеней рассчитывают по формуле

$$i = i_1 = i_2 = ... = i_n = \sqrt[n]{i_o} . \qquad (19)$$

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. рисунок 2а): $A_n = \frac{d_1}{2} + \sum_{i=1}^{n} a_i + \frac{d_{2n}}{2}$,

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

Приводимые ниже зависимости для *n* и *i* получены при использовании критерия равнопрочности на изгиб

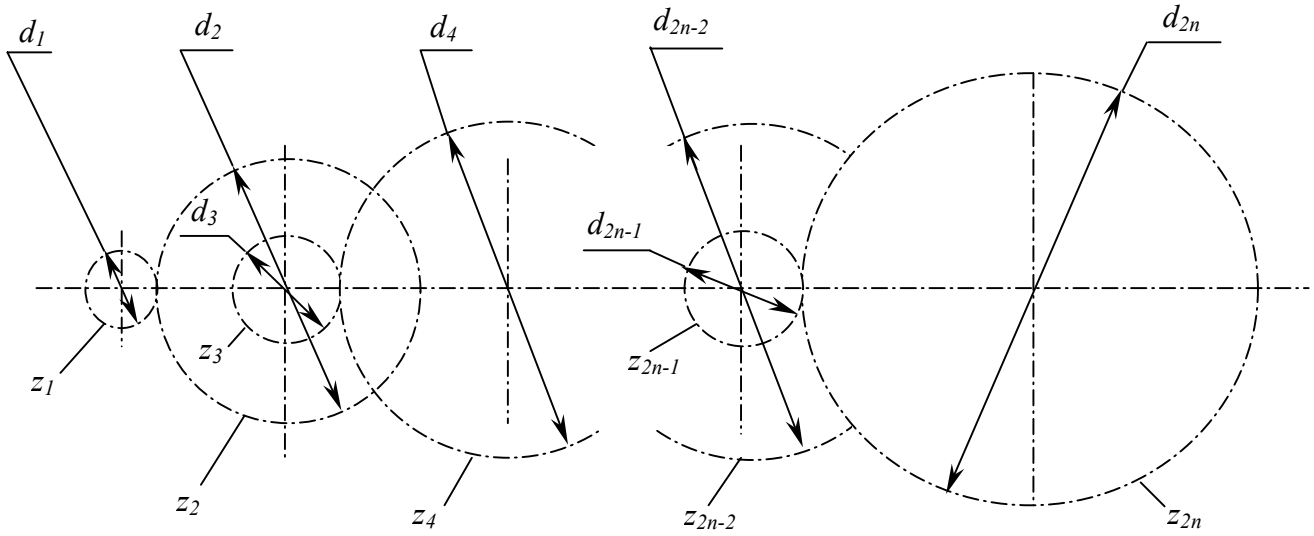
$$n = 1{,}482 \lg(2 i_o) , \qquad (20)$$

Передаточные отношения элементарных передач (кроме последней) определяются как $$i_1 = i_2 = ... = i_{n-1} = \sqrt[n]{2i_o}\ . \quad (21)$$

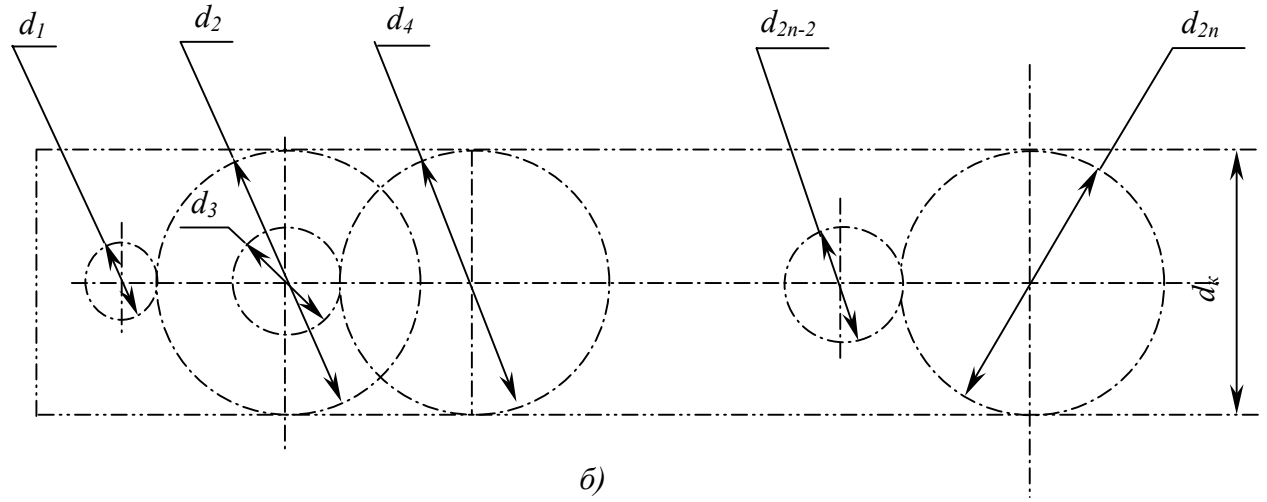
Передаточное отношение последней передачи

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

При расчете принято $z_1 = z_3 = \ldots = z_{2n-1}$.



а)



б)

Рисунок 2

Необходимо отметить, что при проектировании по этому критерию получают размеры выходного колеса несколько меньше, 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 $z_1 = z_3 = \ldots = z_{2n-1}$)

$$S_n = \frac{\pi z_1^2}{4}(m_1^2 i_1^2 + m_2^2 i_2^2 + \ldots + m_n^2 i_n^2).$$

Число ступеней рассчитывают по формуле

$$n = 3{,}786 \lg i_o . \qquad (23)$$

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 (рисунок 2б).

Число ступеней определяют по формуле

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

Значение передаточного отношения i_1 следует предварительно назначать из условия $i_1^3 > i_o$. После вычисления n определяют точное значение

$$i_1 = i_o^{\frac{1}{3[1-(2/3)^n]}} \qquad (25)$$

и рассчитывают передаточное отношение остальных ступеней по формуле

$$i_K = i_{K-1}^{2/3}. \qquad (26)$$

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

Число ступеней определяют по формуле

$$n = C_1 \lg i_o . \qquad (27)$$

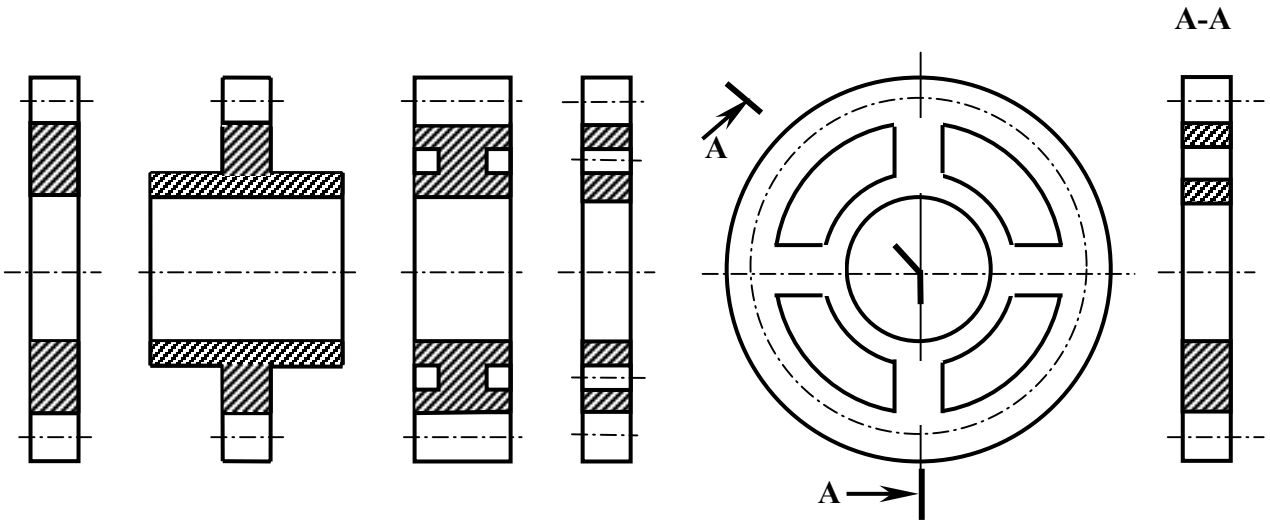
Значение коэффициента C_1 выбирают при равнопрочности на изгиб по таблице 1, а для равномодульных передач рассчитывают по формуле

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

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

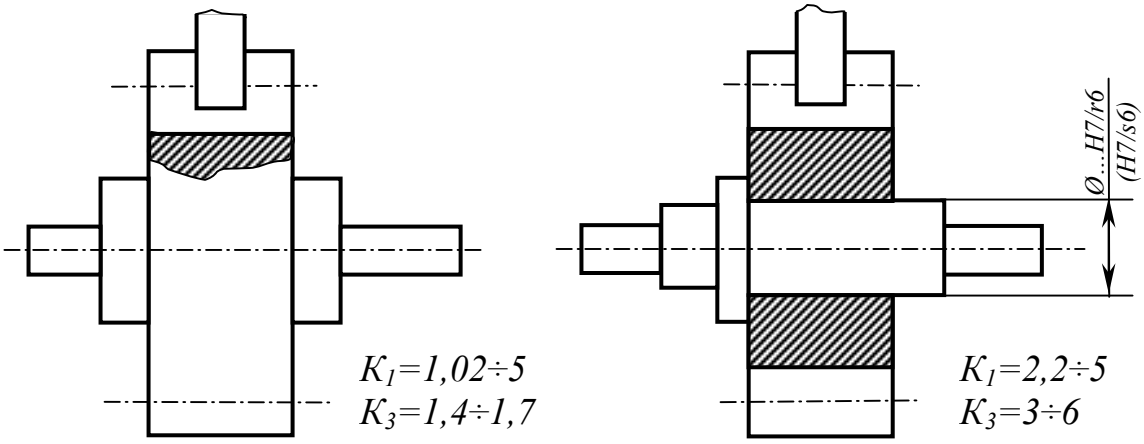
Таблица 1 - Значения коэффициента C_1

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		



а) *б)* *в)* *г)* *д)*

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*



е) *ж)*

Рисунок 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

$$n = C_2 \lg i_o . \qquad (29)$$

Значение коэффициента C_2 определяют для равнопрочных передач на изгиб по формуле

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

для равномодульных передач – по таблице 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 массы шестерни и колеса от их конструктивного оформления. Значения K_3 и K_4 назначают одинаковыми для всех шестерне и колес ЭМП и выбирают согласно рисунка 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

$$n = \lg i_o / \lg i . \qquad (31)$$

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).

Список использованных источников

1. Атлас конструкций элементов приборных устройств /Под ред. О.Ф.Тищенко. М.: Машиностроение, 1982. 116 с.

2. Кокорев Ю.А., Жаров В.А., Торгов А. М. Расчет электромеханического привода. М.: МГТУ им. Н.Э Баумана, 1995. 132 с.

3. Красковский Е.А., Дружинин Ю.А., Филатова Е.М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем. М.: Высшая школа, 1991. 480 с.

4. Справочник конструктора оптико-механических приборов / Под ред. В.А.Панова. Л.: Машиностроение, 1980. 803 с.

Приложение А

Таблица А.1- Основные характеристики асинхронных исполнительных двигателей серии ДИД и двигателей-тахогенераторов серии ДГ с полым немагнитным ротором

Тип двигателя	$P_н$, Вт	$M_{ном}$ $x10^{-2}$, Н·см	$M_п$ $x10^{-2}$, Н·см	$n_{ном}$ об/мин	$J_р$ $x10^{-4}$, кг·см^2	$T_{эм}$, мс	U, В	Масса, кг
ДИД-0,1Т*	0,1	1,5	2,6	13000	2,25	90	110	0,025
ДИД-0,5Т*	0,3	3,5	7	14000	4,5	80	110	0,05
ДИД-1Т	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-Ю	10	150	260	10600	-	50	36	1,6
ДГ-0,1Т*	0,07	1,5	2,6	9000	5	120	36	0,075
ДГ-0,5А*	0,5	6,5	12	14000	13	94	36	0,1
ДГ-1Т	1,0	9	16	15000	8	68	36	0,23
ДГ-2А	2,0	16	32	18000	11	46	36	0,26
ДГ-3А	3,0	50	100	9000	37	36	36	0,55
ДГ-3Т	3,0	50	100	8000	37	36	36	0,55
ДГ-5Т	5,0	100	220	6000	40	30	36	1,0

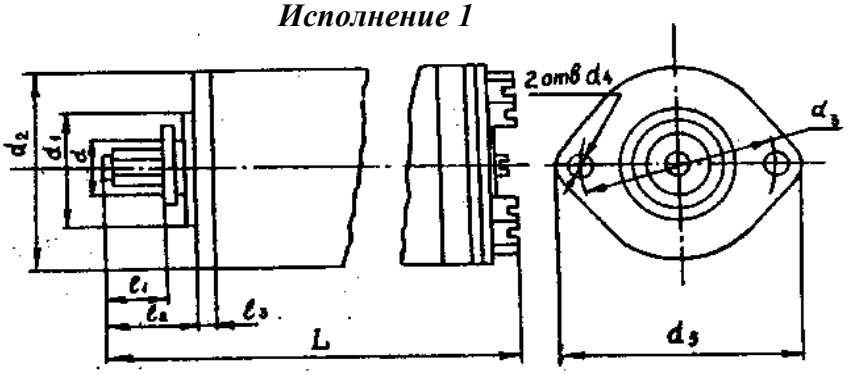
*Двигатели (вариант исполнения I) имеют выходной вал в виде прямозубой шестерни с z= 12, m = 0,3 мм, l_1 =4,3 мм.

Для двигателей всех типов с $U_В$ = 36 В $U_у$ = 36 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

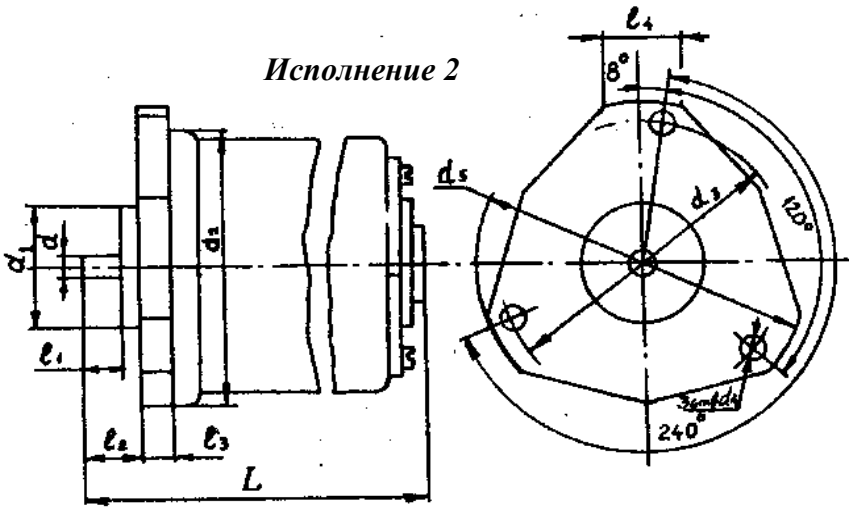


Рисунок А.1 - Конструктивные размеры
двигателей серий ДИД и ДГ

Таблица А.2 - Основные размеры двигателей серий ДИД и ДГ, мм

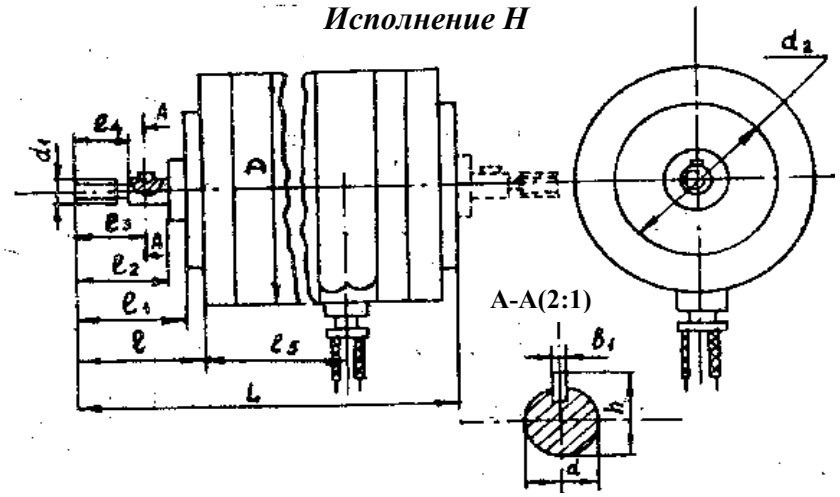
Тип двигателя	Испол-нение	*d*	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	l_1	l_2	l_3	*L*	l_4
ДИД-0,1, ДИД-0,1Т	I	4,2	12	18,7	24	2,5	28,5	5,1	7,8	2,1	38,5	-
ДИД-0,5, ДИД-0,5Т	I	4,2	16	22,2	27	3	32,3	5,1	7,8	2,1	43,1	-
ДИД-0,6	I	4,2	12	26	31	3	36	5,1	7,8	2,1	46,3	-
ДИД-1А, ДИД-1Т	2	2,8	20	34	38,8	3,2	44,6	9,6	11,6	4	57	10,5
ДИД-2А, ДИД-2Т	2	2,8	20	34	38,8	3,2	44,6	8,8	10,8	4	69	10,5
ДИД-3А, ДИД-3Т	2	3,8	23	49	54,6	3,5	61,5	10	12	4	73	12,6
ДИД-5А, ДИД-5Т	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-0,1Т	1	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-0,5Т	1	4,2	12	26,4	31	3	36,3	4,3	7	5,5	67,3	-
ДГ-1, ДГ-1А,ДГ-1Т	2	2,8	20	34	38.8	3,2	44,6	10	7,3	4	84	10,5
ДГ-2, ДГ-2А,ДГ-2Т	2	2,8	20	34	38,8	3,2	44,6	10	12	4	95,5	10,5
ДГ-3, ДГ-3А,ДГ-3Т	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-5Т	2	4,8	32	61	68	3,5	75,6	18,2	20,2	5,5	142	10,5

Таблица А.3 - 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,Ф2-07	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	246	1000	0,6

* Момент инерции $J_р$ ротора двигателей: ДПР-32-0,002 кг·см^2; ДПР-42 – 0,057 кг·см^2; ДПР-52 – 0,017 кг·см^2; ДПР-62 -0,036 кг·см^2; ДПР-72 - 0,078 кг·см^2.

Исполнение Н



Исполнение Ф

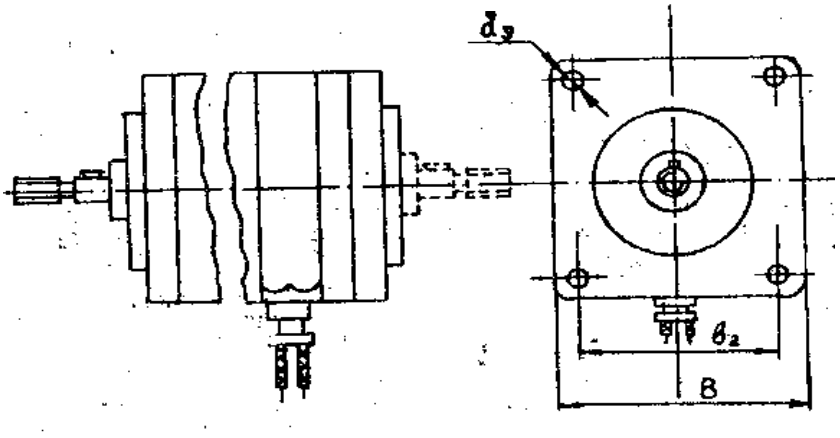


Рисунок А.2 - Конструктивные размеры
двигателей серии ДПР

Таблица А.4 - Основные размеры двигателей ДПР, мм

Тип двига-	*D - h8*	*d- f6*	*d_1 – 6g*	*d2 - h8*	*l*	*l_1*	*l_2*	*l_3*	*l_4*
ДПР-2	15	2	М2х0,25	12	9,1	8	7	5	3
ДПР -32	20	3	М3х0,35	15	10	8,5	7,5	5	3
ДПР -42	25	3	М3х0,35	17	12	10,5	9	6	3
ДПР -52	30	4	М4х0,5	22	13,5	12	10,5	7,5	4,5
ДПР -62	35	4	М4х0,5	22	15,5	14	12,5	8,5	4,5
ДПР-72	40	4	М4х0,5	22	17,5	16	14,5	9.5	4,5

Окончание таблицы А.4

Тип двигателя	l_5	L	b_1- $h8$	h	d_3 - $H11$	B	b_2 -J_S11
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	55	84,5*	0,6	4,8	2,9	30	25,2
ДПР -62	64	96,5*	0,8	4,8	3,4	35	29,2
ДПР-72	73	107,5*	0,8	4,8	3,9	40	33,6

*- размер максимальный для данной серии двигателей.

Размеры, приведенные в таблице 4 одинаковы для различных исполнений двигателей: ДПР-2-Н1,Н2,Ф1,Ф2: ДПР-32-Н1,Н2,Н5,Н8,Ф1,Ф2,Ф5,Ф8 и двигателей ДПР-42, ДПР-52, ДПР-62 и ДПР-72 в исполнении 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).

Таблица А.5 - 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	Т, 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 применяют 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 Н6 - 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 Н6 в данной работе не приводятся).

Крепление двигателей всех исполнений осуществляется за корпус (магнит) с помощью немагнитных металлических деталей.

Исполнение Н1, Н2

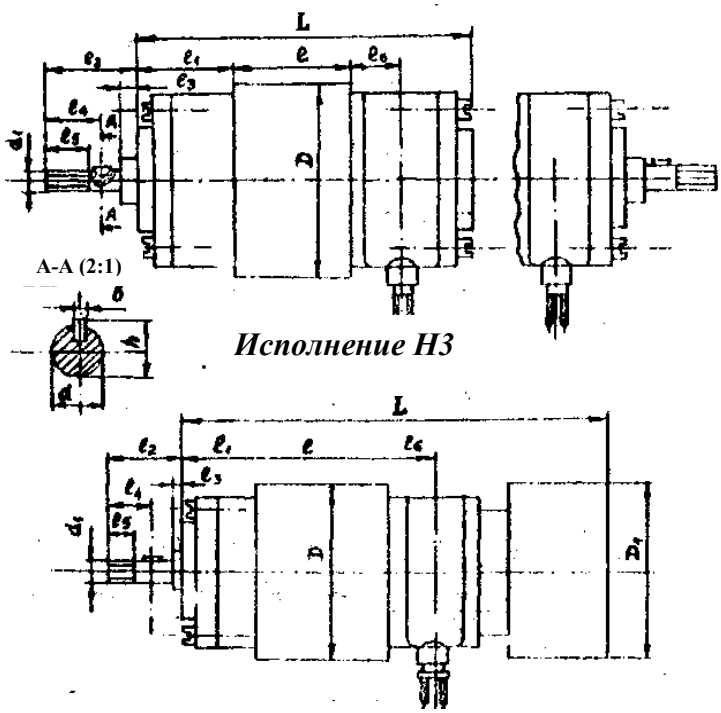


Рисунок А.3 - Конструктивные размеры двигателей серии ДПМ

Таблица А.6 – Основные размеры двигателей ДПМ*

Тип двигателя	d -g6	d_1-6g	D- j7	D_1	l	l_1	l_2	l_3 - h8
ДПМ-20-Н1,Н2	2	М2х0,25	20	-	14	9	8	1
ДПМ-20-Н3	2	М2х0,25	20	20,4	14	9	8	1
ДПМ-25-Н1,Н2	2	М2х0,25	25	-	17.5	10,251	10	1
ДПМ-25-Н3	2	М2х0,25	25	25,2	17,5	10,2	10	1
ДПМ-30-Н1,Н2	3	М3х0,35	30	-	21	12,5	12	1.5
ДПМ-30-Н3	3	М3х0,35	30	30	21	13,5	12	1,5
ДПМ-35-Н1,Н2	3	М3х0,35	35	-	24,5	14,75	14	1,5

Окончание таблицы 6

Тип двигателя	l_4	l_5	l_6	l_7	L	h	b- J_s11
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	4,5	13	-	64	3,6	0,6

* Двигатели ДПМ исполнения Н1 и Н2 предназначены для работы при обоих направлениях вращения вала, причем изменение направления вращения на ходу без предварительной остановки двигателя не допускается.