



**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ
ПРИВодОВ
РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ
АППАРАТУРЫ**



• ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ •

Министерство образования и науки Российской Федерации

Тамбовский государственный технический университет

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ
ПРИВОДОВ
РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ
АППАРАТУРЫ**

Методические указания по выполнению курсового проекта
по прикладной механике для студентов второго курса
специальности 210201

Тамбов

• Издательство ТГТУ •
2004

УДК 621.396.6.001.24(076)

ББК 3844-04 я 73-5

П78

Утверждено Редакционно-издательским советом университета

Рецензент

Н.А. Малков

Составители:

А.М. Воробьев, В.Л. Негров

П78 Проектирование электромеханических приводов радиоэлектронной аппаратуры: Метод. указания / Сост.: А.М. Воробьев, В.Л. Негров. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2004. 32 с.

Методические указания включают в себя порядок выполнения расчетной части курсового проекта.

Предназначены для студентов дневного и заочного отделений специальности 210201 по дисциплине «Прикладная механика».

УДК 621.396.6.001.24(076)
ББК 3844-04 я 73-5

© Тамбовский государственный
технический университет
(ТГТУ), 2004

Учебное издание

ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ
РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ

Методические указания

Составители:

ВОРОБЬЕВ Александр Михайлович,
НЕГРОВ Владимир Леонидович

Редактор В.Н. Митрофанова
Инженер по компьютерному макетированию Т.А. Сынкова

Подписано к печати 24.11.2004

Формат 60 × 84/16. Гарнитура Times. Бумага газетная. Печать офсетная

Объем: 1,86 усл. печ. л.; 1,7 уч.-изд. л.

Тираж 100 экз. С. 821

Издательско-полиграфический центр
Тамбовского государственного технического университета
392000, Тамбов, ул. Советская, 106, к. 14

ВВЕДЕНИЕ

Научно-технический прогресс невозможен без создания точных приводов приборных устройств. В общем случае привод состоит из источника энергии, редуктора и аппаратуры управления. Источником энергии служат двигатели: тепловые, электрические, пневматические, пружинные и т.д.

Редуктор может состоять из фрикционных, зубчатых, шарнирно-пружинных, кулачковых и других передач. Преимущественно это многоступенчатая понижающая передача. В некоторых приборных устройствах, типа часовых механизмов, отчетных устройств, применяют повышающие передачи – мультипликаторы.

По назначению механические передачи разделяют на отсчетные (кинематические), скоростные и силовые. Основные требования к отсчетным передачам – высокая точность преобразования угла поворота от ведущего вала к ведомому, к скоростным передачам – плавность работы, к силовым передачам – хорошее прилегание зубьев по боковым поверхностям в целях уменьшения контактных давлений и повышения их износостойкости.

1 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ НА ВАЛАХ

1.1 Общие сведения об электродвигателях

В механизмах радиоэлектронных средств (РЭС), приборных приводах обычно применяют электрические двигатели, мощность которых изменяется в широком диапазоне; от долей до нескольких сотен и тысяч ватт. Среди них иногда выделяют отдельную группу двигателей, мощность которых не превосходит нескольких ватт, а габариты – нескольких сантиметров. Их называют микроэлектродвигателями.

По своему назначению и особенностям работы микродвигатели принято делить на две группы: двигатели общего назначения и двигатели автоматических устройств. К первым из них обычно предъявляются те же требования, что и к двигателям средней и большой мощности, т.е. в основном требования высоких энергетических показателей, большого ресурса, малой стоимости, простоты обслуживания. Двигатели второй группы работают в особых условиях и поэтому, кроме требований, являющихся общими для всех двигателей малой мощности независимо от выполняемых ими функций, они должны удовлетворять также специальным требованиям, определяемым конкретными функциями, которые они выполняют в автоматических устройствах.

Промышленность выпускает большое число различных типов электродвигателей малой мощности. По роду питающего тока их делят на двигатели постоянного тока, переменного тока и универсальные, способные работать от сети как постоянного, так и переменного тока. Если двигатели средней и большой мощности общего назначения питаются от трехфазных сетей, то двигатели малой мощности в основном питаются от однофазных сетей.

Основными характеристиками, по которым назначается электродвигатель, являются: угловая скорость, мощность, номинальный и пусковой моменты двигателя. Прочие характеристики: масса, габариты, стоимость и т.д. При выборе типа электродвигателя придерживаются следующих основных рекомендаций. Прежде всего, двигатель необходимо использовать в тех электромеханических приводах (ЭМП) и при тех же режимах работы, на которые он рассчитан: силовые двигатели общего назначения в нерегулируемых ЭМП и управляемые (двигатели автоматических устройств) – в регулируемых. Недопустимо применение двигателя длительного режима работы в кратковременном или повторно-кратковременном режиме и наоборот. Учитывая существенные преимущества двигателей постоянного тока в сравнении с двигателями переменного тока, желательно иногда рассматривать целесообразность применения первых (при отсутствии источника постоянного тока) при питании сети от сети переменного тока с помощью выпрямителей (особенно в маломощных управляемых ЭМП).

1.2 Определение мощности силового электродвигателя при постоянной статической нагрузке

Выбор электродвигателя по мощности заключается в установлении номинального значения его мощности $N_{\text{ном}}$, которое должно быть больше или, по крайней мере, равно расчетному значению мощности на валу двигателя $N_{\text{д}}$. При постоянной статической нагрузке на исполнительном органе $N_{\text{д}}$ определяется по формуле

$$N_{\text{д}} = \psi N_{\text{ном}} / \xi_{\text{пр}}, \quad (1.1)$$

где ψ – коэффициент запаса, учитывающий возможное изменение нагрузки и момента двигателя (например, из-за нестабильности напряжения питания, отклонения условий эксплуатации от нормальных и т.п.); $N_{\text{ном}}$ – номинальная мощность нагрузки на исполнительном органе; $\xi_{\text{пр}}$ – КПД привода.

При вращательном движении исполнительного органа

$$N_{\text{д}} = \psi M_{\text{ном}} \omega_{\text{ном}} / \xi_{\text{пр}}, \quad (1.2)$$

при поступательном

$$N_{\text{д}} = \psi P_{\text{ном}} v_{\text{ном}} / \xi_{\text{пр}}, \quad (1.3)$$

где $N_{\text{д}}$ – расчетная мощность на валу двигателя, Вт; $M_{\text{ном}}$ – статический крутящий момент, Н · м; $P_{\text{ном}}$ – нагрузка, действующая на выходное звено привода (исполнительный орган), Н; $\omega_{\text{ном}}$ и $v_{\text{ном}}$ – угловая и линейная

скорости движения исполнительного органа соответственно, рад/с и м/с; ψ при отсутствии перегрузок и нормальных условиях эксплуатации принимают равным 1,05 ... 1,1.

Значение КПД привода $\xi_{\text{пр}} = \xi_1 \xi_2 \xi_3 \dots \xi_n$, где $\xi_1, \xi_2 \dots$ – КПД отдельных звеньев кинематической цепи, ориентировочные значения которых с учетом потерь в подшипниках приведены в табл. 1.1.

1.3 Определение мощности силового электродвигателя при переменной статической нагрузке

Если нагрузка в электромеханическом приводе имеет сложный характер изменения во времени или в зависимости от скорости, то мощность двигателя также определяют по формулам (1.2) или (1.3), но в целях лучшего использования двигателя в эти формулы вместо номинального значения нагрузки $M_{\text{ном}}$ (или $P_{\text{ном}}$) подставляют ее среднее значение $M_{\text{ном.ср}}$ ($P_{\text{ном.ср}}$), а коэффициент ψ берут в диапазоне 1,1 ... 1,6, причем тем больше, чем резче пики нагрузки.

После установления по расчетному значению мощности ее номинального значения $N_{\text{ном}}$ проверяют возможность двигателя кратковременно развивать максимальные моменты M_{max} , исходя из условия

$$M_{\text{max}} = \psi M_{\text{ном.ср}} / (\xi_{\text{пр}} i_{\text{пр}}) \leq \mu_{\text{д}} M_{\text{ном}}, \quad (1.4)$$

где $i_{\text{пр}}$ – передаточное число привода; $\mu_{\text{д}}$ – коэффициент допустимой перегрузки, известный для выбранного типа двигателя. Например, для асинхронных двигателей $\mu_{\text{д}}$ принимают таким, чтобы гарантировать выполнение условия $M_{\text{max}} < M_{\text{ном}}$, несоблюдение которого ведет к останову двигателя. Обычно у двигателей постоянного тока $\mu_{\text{д}}$ выше, чем у двигателей переменного тока, и достигает значений 3 ... 4. Поэтому именно им и следует отдавать предпочтение при резких пиках нагрузки.

1.4 Определение частоты вращения электродвигателя

Для рассчитываемого привода могут подходить двигатели с различными частотами вращения. При этом надо учитывать, что с повышением частоты вращения масса двигателя и его габариты уменьшаются. Также снижается его ресурс. Кроме того, увеличивается передаточное отношение привода, что приводит к возрастанию его массы и габаритов.

При вращательном движении выходного звена требуемую частоту вращения вала электродвигателя можно рассчитать по формуле

$$n_{\text{э.тр}} = n_{\text{вых}} i_1 i_2 i_3 \dots, \quad (1.5)$$

где i_1, i_2, i_3 – рекомендуемые передаточные числа кинематических пар привода (см. табл. 1.1.); $n_{\text{вых}}$ – частота вращения выходного звена (об/мин). Пересчет частоты вращения n , измеренной в об/мин, в угловую скорость ω (рад/с) производится по формуле

$$\omega = \frac{\pi n}{30}. \quad (1.6)$$

Если выходное звено движется возвратно-поступательно (передачи винт – гайка, реечная) или поступательно (лентопротяжные механизмы запоминающих устройств – в этом случае носитель информа-

ции условно считаем выходным звеном), то предварительно определяют требуемую частоту вращения ведущего звена.

Для лентопротяжного механизма ведущим звеном является ведущий вал. Диаметр ведущего вала рассчитывают по формуле

$$d_B = \frac{60v_{л}}{\pi n_B}, \quad (1.7)$$

где $v_{л}$ – скорость перемещения ленты, мм/с; n_B – частота вращения ведущего вала (об/мин), но так как скорость вращения ведущего вала зачастую неизвестна, то диаметром вала предварительно задаются. Его значения рекомендуется принимать в пределах 5...10 мм. Далее определяют необходимую частоту вращения ведущего вала по формуле

$$\omega_B = \frac{2v_{л}}{d_B}, \quad (1.8)$$

где d_B – диаметр ведущего вала, мм.

Последующие расчеты производят на основании выше описанных зависимостей (1.5).

Для передачи винт – гайка предварительно определяют средний диаметр резьбы винтовой пары по формуле

$$d \geq \sqrt{\frac{2F_a}{\pi \gamma [P]}}, \quad (1.9)$$

где F_a – осевая нагрузка на передачу; $[P]$ – среднее допустимое давление между рабочими поверхностями резьбы винта и гайки, $[P] = 12$ МПа для стали по бронзе; γ – коэффициент высоты гайки, $\gamma = \frac{H}{d}$, $\gamma = 1,2 \dots 2,5$ для неразъемных гаек, $\gamma = 2,5 \dots 3,5$ для разъемных; H – высота гайки.

По полученному значению d , подбирают ближайшие большие стандартные значения параметров резьбы. В винтовых передачах приборов применяют метрическую, трапецеидальную и прямоугольные резьбы. Винты могут быть как однозаходными, так и многозаходными. Количество заходов в трапецеидальных и прямоугольных резьбах, как правило, не превышает четырех. При диаметре винта менее 5 мм назначают метрическую резьбу.

Для реечной передачи предварительно определяют делительный диаметр шестерни

$$d = \frac{480}{[\sigma_H]} \sqrt{\frac{F_a K_H}{\psi_d}}. \quad (1.10)$$

где $\psi_d = b/d = 0,4 \dots 0,8$ – коэффициент ширины; K_H – коэффициент нагрузки при расчете передачи на контактную выносливость, предварительно K_H принимают в пределах 1,03...1,4; $[\sigma_H]$ – допускаемое напряжение при расчете зацепления на контактную прочность (определение смотри ниже), МПа.

ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ МОДУЛЯ

$$m' = \frac{4,5F_a K_F}{\psi_d [\sigma_F]}, \quad (1.11)$$

где $K_F = 1,8 \dots 2,5$ – коэффициент нагрузки при расчете на изгибную выносливость; $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение при расчете на изгиб.

Полученное значение модуля округляют до ближайшего стандартного m .

Число зубьев шестерни

$$z = \frac{d}{m} \geq 12. \quad (1.12)$$

После округления z до целого числа уточняют

$$d = mz. \quad (1.13)$$

Частоту вращения шестерни ω (с^{-1}) можно определить по формуле

$$\omega = \frac{2v}{d},$$

где v – скорость перемещения рейки, м/с.

2 РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

2.1 Выбор материалов

Материалы зубчатых колес выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. Применяют углеродистые или легированные стали, реже пластмассы и цветные металлы.

Термически обработанные стали являются основным материалом для зубчатых колес. Термообработку проводят для увеличения твердости. В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса разделяют на две группы.

Первая группа – колеса с твердостью ≤ 350 НВ.

Термообработка – нормализация или улучшение, производится до нарезания зубьев. При этом можно получить высокую точность без применения дорогих отделочных операций. Для лучшей приработки зубьев и равномерного их изнашивания для прямозубых передач рекомендуется твердость рабочих поверхностей зубьев шестерни назначать больше твердости зубьев колеса на 20...30 единиц НВ, т.е. $\text{HB}_1 = \text{HB}_2 + 20 \dots 30$. Эта рекомендация вызвана тем, что шестерня за один оборот колеса входит в зацепление с ним в передаточное число раз больше, а поэтому возможность усталостного разрушения ее выше. Для непрямоугольных зубчатых колес рекомендуется $\text{HB}_1 = \text{HB}_2 + 60 \dots 80$.

Вторая группа – колеса с твердостью > 350 НВ.

Используются в силовых передачах. Высокая твердость рабочих поверхностей зубьев достигается объемной и поверхностной закалкой, цементацией, азотированием. При этом допускаемые контактные напряжения гораздо выше по сравнению с нормализованными и улучшенными сталями.

При твердости обоих колес > 350 НВ колеса не прирабатываются. Для них не требуется обеспечивать разность твердостей зубьев шестерни и колеса.

В табл. 2.1 приведены механические свойства наиболее употребляемых марок сталей в зависимости от твердости (термообработки). При этом необходимо принимать среднее табличное значение твердости данной марки стали как наиболее вероятное.

2.2 Определение допускаемых напряжений

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ при расчете зубчатых колес на прочность определяются по формуле, Н/мм^2

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO}}{[S_H]} K_{HL}, \quad (2.1)$$

где σ_{HO} – предел контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев, соответствующий базе испытаний N_{HO} (числу циклов перемены напряжений), Н/мм^2 ; экспериментальные значения σ_{HO} для некоторых марок сталей, соответствующие базе испытаний N_{HO} в зависимости от способа термообработки даны в табл. 2.2; $[S_H]$ – допускаемый коэффициент безопасности; $[S_H] = 1,1$ при однородной структуре материала (нормализация, улучшение, объемная закалка); $[S_H] = 1,2$ при неоднородной структуре материала (поверхностная закалка, цементация, азотирование); K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы передачи

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{\Sigma}}}; \quad K_{HL \max} \geq K_{HL} \geq 1; \quad (2.2)$$

N_{HO} – база испытаний (табл. 2.3); N_{Σ} – расчетное число циклов нагружения зубьев за весь срок службы передачи

$$N_{\Sigma} = 60nL, \quad (2.3)$$

где n – частота вращения того из колес, по материалу которого определяют допустимое напряжение, об/мин; L – срок службы передачи, ч.

На практике часто $N_{\Sigma} > N_{HO}$, при этом $K_{HL} = 1$. Для случая $N_{\Sigma} < N_{HO}$, коэффициент K_{HL} учитывает возможность повышения допустимого напряжения. Так $K_{HL \max} \leq 2,6$ для нормализованных и улучшенных колес, $K_{HL \max} \leq 1,8$ при поверхностном упрочнении.

При расчете для повышения надежности расчета в качестве допустимого контактного напряжения принимают $[\sigma_H]$ того зубчатого колеса, для которого оно меньше, как правило это $[\sigma_H]_2$, т.е. тихоходного колеса (быстроходное колесо в передаче шестерня).

Допустимые напряжения изгиба $[\sigma_F]$, Н/мм²

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO}}{[S_F]} K_{FC} K_{FL}, \quad (2.4)$$

где σ_{FO} – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базе испытаний N_{FO} (табл. 2.2), Н/мм²; $[S_F]$ – допустимый коэффициент безопасности; $[S_F] = 1,75$ для зубчатых колес, изготовленных из поковок и штамповок; $[S_F] = 2,3$ – для литых заготовок; K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки; $K_{FC} = 1$ при одностороннем приложении нагрузки (передача неререверсивная); $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$ при двустороннем приложении нагрузки (передача реверсивная); K_{FL} – коэффициент долговечности. При твердости ≤ 350 НВ

$$K_{FL} = 6 \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{\Sigma}}}; \quad 1 \leq K_{FL} \leq 2,1. \quad (2.5)$$

При твердости больше 350 НВ

$$K_{FL} = 9 \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{\Sigma}}}; \quad 1 \leq K_{FL} \leq 1,63. \quad (2.6)$$

Здесь N_{FO} – база испытаний, соответствующая пределу выносливости зубьев при изгибе. Для всех сталей $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$. N_{Σ} определяется также, как в случае с $[\sigma_H]$. При длительно работающей передаче ($N_{\Sigma} > N_{FO}$) $K_{FL} = 1$.

2.3 Расчетные коэффициенты

Коэффициент ширины венца колеса относительно межосевого расстояния $\psi_a = b_2 / a_w$, где b_2 – ширина венца колеса, мм; a_w – межосевое расстояние, мм. Коэффициент ширины ψ_a принимают из ряда стандартных чисел: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8 (СТ СЭВ 229–75) в зависимости от положения колес относительно опор:

- при симметричном расположении $\psi_a = 0,4 \dots 0,5$;
- при несимметричном расположении $\psi_a = 0,25 \dots 0,4$;
- при консольном расположении одного или обоих колес $\psi_a = 0,2 \dots 0,25$.

Большие значения ψ_a позволяют уменьшить габариты передачи, но требуют повышенной жесткости и точности конструкции для обеспечения более равномерного распределения нагрузки по ширине венца колеса.

Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца при расчете на контактную прочность $K_{H\beta}$ и при расчете на изгиб $K_{F\beta}$ зависят от упругих деформаций валов, корпусов, самих зубчатых колес, погрешностей изготовления и сборки, износа подшипников, вызывающих перекашивание зубьев сопряженных колес относительно друг друга.

В прирабатывающихся передачах, у которых материал обоих колес или хотя бы одного из колес имеет твердость ≤ 350 НВ, а окружная скорость колес $v \leq 15$ м/с, неравномерность нагрузки по ширине венца постепенно уменьшается и может быть полностью устранена вследствие местного изнашивания, т.е. происходит приработка зубьев. Поэтому для прирабатывающихся колес цилиндрических и прямо-

зубых конических при твердости материала хотя бы одного из колес меньше 350 НВ и скорости $v \leq 15$ м/с принимают $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$.

В остальных случаях, т.е. при твердости рабочих поверхностей зубьев обоих колес более 350 НВ или при любой твердости, но окружной скорости колес $v > 15$ м/с (при больших скоростях между зубьями образуется постоянный слой смазки, защищающий их от изнашивания) зубчатые колеса считают неприрабатываемыми. В этих случаях значения $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ принимают по табл. 2.4 в зависимости от коэффициента ψ_d ширины венца колеса относительно делительного диаметра шестерни $\psi_d = b_2/d_1$. Так как вначале расчета еще неизвестны b_2 и d_1 , то ψ_d определяют в зависимости от коэффициента ψ_a

$$\psi_d = 0,5\psi_a(u+1),$$

где u – передаточное отношение.

Коэффициенты динамической нагрузки K_{Hv} и K_{Fv} учитывают возникновение в зацеплении колес дополнительных динамических нагрузок. Значения этих коэффициентов в зависимости от твердости колеса даны в табл. 2.5.

Коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ учитывают неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$. Для косозубых колес эти коэффициенты зависят от окружной скорости колес и степени точности; при $v \leq 10$ м/с и 6...8 степени точности $K_{H\alpha} = 1,01 \dots 1,12$; $K_{F\alpha} = 0,72 \dots 0,91$.

2.4 Определение геометрических параметров

Межосевое расстояние из условия прочности по контактным напряжениям, возникающим на поверхности зубьев, мм

$$a_w \geq C_1(u+1) \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_a}},$$

где M_2 – вращающий момент на ведомом валу, Н·мм; C_1 – постоянная, для прямозубых колес, $C_1 = 49,5$; для косозубых $C_1 = 43$; $[\sigma_H]$ – Н/мм².

Полученные значения a_w округляют до ближайшего стандартного, выбранного из ряда предпочтительных чисел Ra 40 (СТ СЭВ 514–77): 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 250; 315; 400;

Ширина зубчатого венца:

колеса $b_2 = \psi_a a_w$;

шестерни $b_1 \approx 1,12b_2$.

Значения b_1 и b_2 округляют до десятых долей.

Модуль зубьев определяется из условия прочности зубьев на изгиб, мм

$$m \geq \frac{C_2 M_2 (u+1)}{u a_w b_2 [\sigma_F]}$$

где C_2 – постоянная; для прямозубых колес $C_2 = 6,8$; для косозубых колес $C_2 = 5,8$ (по приведенной формуле для косозубых колес определяется нормальный модуль m_n).

Значения m округляют до стандартного по СТ СЭВ 310–76: 0,05; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20;

Предварительное значение минимального угла наклона зубьев для косозубых цилиндрических колес

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{4m_n}{b_2},$$

где m_n – нормальный модуль, мм.

Суммарное число зубьев z_Σ :

для прямозубых цилиндрических колес $z_\Sigma = 2a_w / m$;

для косозубых цилиндрических колес $z_\Sigma = 2a_w \cos \beta_{\min} / m_n$.

Число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = z_\Sigma / (u + 1); \quad z_2 = z_\Sigma - z_1 \quad (z_{1\min} \geq 17).$$

Для косозубых колес уточняется угол наклона зубьев

$$\beta = \arccos \frac{m_n z_\Sigma}{2a_w}.$$

ФАКТИЧЕСКОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}.$$

Допускается отклонение от заданного $\Delta u = \pm 4\%$

$$\Delta u = \frac{u_\phi - u}{u} 100\%.$$

Делительные диаметры:

для прямозубых колес $d_1 = mz_1$; $d_2 = mz_2$;

для косозубых колес $d_1 = m_n z_1 / \cos \beta$; $d_2 = m_n z_2 / \cos \beta$.

Фактическое межосевое расстояние

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2.$$

Диаметры окружностей вершин зубьев:

для прямозубых колес $d_{a1} = d_1 + 2m$; $d_{a2} = d_2 + 2m$;

для косозубых колес $d_{a1} = d_1 + 2m_n$; $d_{a2} = d_2 + 2m_n$.

2.5 Усилия в зацеплении

Окружная сила, Н

$$F_t = \frac{2M_2}{d_2}.$$

Радиальная сила:

для прямозубых колес $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha$, Н;

для косозубых колес $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$, Н;

$\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления.

Осевая сила (только для косозубых колес), Н

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

2.6 Проверка контактной прочности зубьев

РАСЧЕТНОЕ КОНТАКТНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ И УСЛОВИЕ ПРОЧНОСТИ, Н/ММ²

$$\sigma_H = \frac{C_3}{a_w u} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (u+1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H],$$

где C_3 – постоянная; для прямозубых передач $C_3 = 310$; для косозубых $C_3 = 26$.

В случае невыполнения условия прочности следует увеличить ширину зубчатого колеса b_2 в соответствии с возможными значениями ψ_a или увеличить $[\sigma_H]$, увеличив твердость зубчатых колес и т.д.

2.7 Сравнительная характеристика прочности зубьев на изгиб

Из-за меньшего числа зубьев зуб шестерни у основания более тонкий, чем у колеса. Этот эффект учитывается коэффициентом формы зуба Y_F . Рекомендуемые значения Y_F , в зависимости от количества зубьев z для прямозубых колес и эквивалентного числа зубьев z_v для косозубых, приведены ниже:

z или	17	20	22	24	26	30	35	40	50	80	≥ 10
z_v :											0;
Y_F :	4,2	4,0	3,9	3,9	3,8	3,8	3,7	3,7	3,6	3,6	
	7	7	8	2	8		5		5		

Эквивалентное число зубьев косозубого колеса

$$z_v = z / \cos^3 \beta.$$

Для обеспечения примерно равной прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб, шестерню делают из более прочного материала, чем колесо (например, увеличенная твердость). Зубья шестерни и колеса будут иметь примерно равную прочность на изгиб при условии

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} \approx \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}.$$

На практике проверочный расчет передачи на изгиб выполняют для того из колес (шестерни или колеса), для которого ниже прочность на изгиб, т.е. меньше отношение $[\sigma_F] / Y_F$.

2.8 Проверка прочности зубьев на изгиб

Расчетное напряжение изгиба и условие прочности, Н/мм²

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F],$$

где $Y_\beta = \frac{1-\beta}{140^\circ}$ – коэффициент, учитывающий наклон зуба, для прямозубых колес $Y_\beta = 1$; для косозубых колес $m = m_n$.

При невыполнении условия прочности увеличивают ширину колес, значение $[\sigma_F]$ и т.д.

3 РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

Выбор материалов и определение допускаемых напряжений осуществляется так же, как и для цилиндрических зубчатых колес (прямозубых). Расчетные коэффициенты $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ и другие (кроме ψ_d) определяются по тем же таблицам, что и для прямозубых цилиндрических колес.

3.1 Определение геометрических параметров

Внешний делительный диаметр колеса определяют из условия прочности по контактным напряжениям, мм

$$d_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta} u}{0,85 [\sigma_H]^2}},$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, определяется в зависимости от коэффициента ширины ψ_d зубчатого венца

$$\psi_d = b / d_1 = 0,166 \sqrt{u^2 + 1};$$

b – ширина зубчатого венца колес; d_1 – средний делительный диаметр шестерни.

Значение d_{e2} округляется до стандартного из ряда Ra 40 (см. разд. 2.4).

Ширина зубчатого венца b определяется в зависимости от передаточного отношения u

u	1,6	2	2,5	3,15
d_{e2}/b	5,88	6,25	6,67	6,67

Например, $u = 2$; $d_{e2}/b = 6,25 \Rightarrow b = \frac{d_{e2}}{6,25}$.

Значение b округляют до целого.

Внешний окружной модуль определяют из условия прочности зубьев на изгиб, мм

$$m_e \geq \frac{14M_2 K_{F\beta}}{0,85d_{e2}b[\sigma_F]}.$$

Полученное значение m_e можно не округлять до стандартного значения, ограничиваясь сотыми долями значения.

Числа зубьев колеса и шестерни

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e}; \quad z_1 = \frac{z_2}{u} \quad (z_{1\min} \geq 25).$$

Фактическое передаточное отношение

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}.$$

Отклонение от заданного $\Delta u = \frac{u_\phi - u}{u} 100\%$ не должно превышать 4 %.

Углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctg u_\phi; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Значения следует округлять до минут.

Внешний делительный диаметр шестерни $d_{e1} = m_e z_1$ (значения последующих геометрических параметров округляются до сотых долей, мм).

ВНЕШНЕЕ КОНУСНОЕ РАССТОЯНИЕ

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

Среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5b.$$

Проверка пригодности размера ширины зубчатого венца.

Должно удовлетворяться соотношение

$$b < 0,285R_e.$$

При невыполнении неравенства значение b должно быть изменено и соответственно все предыдущие параметры. Это требование обусловлено геометрической особенностью конических зубчатых колес.

Средний модуль

$$m = m_e R / R_e.$$

Средние делительные диаметры колес

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2.$$

Внешние диаметры вершин зубьев колес

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2.$$

3.2 Усилия в зацеплении

ОКРУЖНОЕ НА КОЛЕСЕ И ШЕСТЕРНЕ, Н

$$F_t = 2M_2 / d_2 .$$

Радиальное на шестерне и осевое на колесе, Н

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 ,$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления.

ОСЕВОЕ НА ШЕСТЕРНЕ И РАДИАЛЬНОЕ НА КОЛЕСЕ, Н

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 .$$

3.3 Проверка контактной прочности зубьев

Расчетное контактное напряжение и условие прочности, Н/мм²

$$\sigma_H = \frac{2100}{d_{e2}} \sqrt{\frac{M_2 u_\phi K_{H\beta} K_{H\alpha}}{0,85 d_{e2}}} \leq [\sigma_H] .$$

При невыполнении условия прочности увеличивают значение $[\sigma_H]$, изменяя твердости колес, или увеличивают значение d_{e2} , производя пересчет параметров колес.

3.4 Сравнительная характеристика прочности зубьев на изгиб

Сравнение прочности зубьев конических шестерни и колеса проводят аналогично цилиндрическим (см. расчет цилиндрических зубчатых колес).

Эквивалентные числа зубьев конических шестерни и колеса

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1 ; \quad z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2 .$$

3.5 Проверка прочности зубьев на изгиб

Расчетное напряжение изгиба и условие прочности

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{0,85 b m_e} K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq [\sigma_F] .$$

При невыполнении условия прочности осуществляют те же меры, что и при проверке контактной прочности.

4 РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Передаточное отношение червячной пары

$$u = z_2 / z_1 ,$$

где z_1 – число заходов червяка; z_2 – число зубьев червячного колеса.

Число витков червяка z_1 зависит от передаточного отношения u . Рекомендуется $z_1 = 4$ при $u = 8 \dots 14$; $z_1 = 2$ при $u = 16 \dots 28$; $z_1 = 1$ при $u > 31,5$.

При выполнении этой рекомендации число зубьев червячного колеса $z_2 \geq z_{2\min} = 28$. Это условие обеспечивает отсутствие подрезания ножек зубьев червячного колеса. Выполнение этого условия позволяет изготавливать червячную пару без смещения.

4.1 Материалы червячной пары

Высокие скорости скольжения требуют, чтобы материалы червяка и колеса имели низкий коэффициент трения, повышенную износостойкость и пониженную склонность к заеданию. Выполнение червячной пары из однородных материалов не дает желаемых результатов, поэтому червяк и колесо изготавливают из различных материалов.

Червяки. Для червяков применяют те же марки сталей, что и для зубчатых колес. Наиболее часто применяют цементированные стали 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ, твердость после закалки 57...64 HRC, а также стали 45, 40Х, 40ХН с поверхностной или объемной закалкой до твердости 46...56 HRC. Поверхность витков обязательно шлифуют и полируют, для обеспечения наибольшей стойкости зубьев червячного колеса против изнашивания и повышения КПД.

Червячные колеса. Червячные колеса для экономии изготавливают составными: венец из бронзы, а колесный центр из стали. Марку бронзы выбирают в зависимости от скорости скольжения v_s , значение которой ориентировочно определяют по приближенной зависимости, м/с

$$v_s \approx 4,3 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{M_2},$$

где M_2 – момент на валу червячного колеса, Н · м; n_1 – частота вращения червяка, об/мин.

При $v_s = 5...25$ м/с применяют оловянные бронзы марок Бр010Н1Ф1, Бр010Ф1. При $v_s = 2...5$ м/с применяют более дешевые безоловянные бронзы марок БрА9ЖЗЛ, БрА10Ж4Н4Л, а также латунь марки ЛЦ23А6ЖЗМц2.

4.2 Определение допускаемых напряжений

Допускаемые напряжения определяют по эмпирическим формулам в зависимости от материала зубьев колеса, скорости скольжения, твердости поверхности витков червяка и срока службы червячной пары. Ниже приведена методика определения допускаемых напряжений для червячных колес при шлифованных и полированных червяках с твердостью поверхностей витков более 46 HRC

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_2$ для колес из оловянных бронз определяют из условия износостойкости и условия сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев, Н/мм²

$$[\sigma_H]_2 = [\sigma_{HO}] C_v K_{HL},$$

где $[\sigma_{HO}] = 0,9\sigma_B$ – допускаемое контактное напряжение при числе циклов перемены напряжений равном 10^7 ; σ_B – предел прочности бронзы на растяжение, Н/мм² (табл. 4.1); C_v – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зубьев колеса. Его принимают в зависимости от скорости скольжения v_s , м/с.

v_s , м/с	1	2	3	4	5	6	7	8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Коэффициент K_{HL} долговечности при расчете на контактную прочность

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{\Sigma 2}}},$$

где $N_{\Sigma 2}$ – число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы передачи

$$N_{\Sigma 2} = 60n_2L,$$

где n_2 – частота вращения червячного колеса, об/мин; L – срок службы червячной пары, ч.

Если $N_{\Sigma 2} > 25 \cdot 10^7$, то следует в расчете K_{HL} принять $N_{\Sigma 2} = 25 \cdot 10^7$. Значения K_{HL} не должны превышать 1,15. Следовательно, значения K_{HL} лежат в интервале $1,15 \leq K_{HL} \leq 0,67$. Значения K_{HL} не входящие в интервал следует принимать равными одному из граничных значений.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_2$ для колес из безоловянных бронз и латуней определяют из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения v_s . Для безоловянных бронз

$$[\sigma_H]_2 = 300 - 25v_s, \text{ Н/мм}^2;$$

для латуни

$$[\sigma_H]_2 = 275 - 25v_s, \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемые напряжения изгиба при неререверсивной передаче (зубья работают одной стороной) для всех марок бронз и латуней, Н/мм²

$$[\sigma_F]_2 = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B)K_{FL},$$

где σ_T – предел текучести материала колеса, Н/мм² (табл. 4.1); K_{FL} – коэффициент долговечности при расчете на изгиб

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{\Sigma 2}}},$$

где $N_{\Sigma 2}$ – число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы передачи (аналогично $N_{\Sigma 2}$ при определении K_{HL}).

Если $N_{\Sigma 2} < 10^6$, то принимают $N_{\Sigma 2} = 10^6$, тогда $K_{FL} = 1$.

Если $N_{\Sigma 2} > 25 \cdot 10^7$, то принимают $N_{\Sigma 2} = 25 \cdot 10^7$, тогда $K_{FL} = 0,543$. Следовательно значения K_{FL} лежат в интервале $1 \geq K_{FL} \geq 0,543$.

При реверсивной передаче (зубья работают обеими сторонами) значение $[\sigma_H]_2$, рассмотренное для неререверсивной передачи с аналогичными параметрами, умножают на 0,8.

4.3 Определение геометрических параметров

Межосевое расстояние определяют из условия прочности по контактным напряжениям, возникающим на поверхности зубьев червячного колеса, мм

$$a_w \geq 61,3 \sqrt{\frac{M_2}{[\sigma_H]_2^2}}.$$

Значение a_w округляют до ближайшего ряда Ра 40 (см. разд. 2.4). Предварительное значение модуля зацепления, мм

$$m = (1,4 \dots 1,7) a_w / z_2.$$

Модуль зацепления червячной пары стандартизирован $m = 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5$ и т.д.

Расчетное значение m округляют до ближайшего большего стандартного.

Коэффициент диаметра червяка $q \geq 0,25z_2$. Необходимо проверить сочетание m и q . Чтобы исключить слишком тонкие червяки, с увеличением m следует увеличивать q (табл. 4.2).

При несоответствии m и q следует изменить значение m в сторону увеличения.

Делительные диаметры червяка и колеса

$$d_1 = qm; \quad d_2 = mz_2.$$

ДИАМЕТРЫ ВЕРШИН

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m.$$

Диаметры впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,4m.$$

Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM_2} = d_{a2} + 6m / (z_1 + 2).$$

Длина нарезанной части червяка

$$b_1 = (C_1 + C_2 z_2) m ,$$

где C_1 и C_2 – постоянные коэффициенты;

$C_1 = 11$ и $C_2 = 0,06$ при $z_1 = 1$ и 2 ;

$C_1 = 12,5$ и $C_2 = 0,09$ при $z_1 = 4$.

Для шлифуемых червяков для входа и выхода шлифовального круга значение b_1 увеличивают на $3m$.

Значение b_1 округляют до целого.

ДЕЛИТЕЛЬНЫЙ УГОЛ ПОДЪЕМА ЛИНИИ ВИТКА ЧЕРВЯКА

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} .$$

Ширина венца червячного колеса

$b_2 \leq 0,75d_{a1}$ при $z_1 = 1$ и 2 .

$b_2 \leq 0,67d_{a1}$ при $z_1 = 4$.

Значение b_2 округляют до целого.

Фактическая скорость скольжения, мм/с

$$v_{сф} = \omega_1 d_1 / 2 \cos \gamma ,$$

где ω_1 – угловая скорость червяка, c^{-1} ; d_1 – мм.

УТОЧНЕННЫЙ КПД ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} (\gamma + \varphi') ,$$

где φ' – приведенный угол трения, зависящей от скорости скольжения $v_{сф}$ (табл. 4.3).

Уточненный момент на валу червячного колеса

$$M_2 = M_1 u \eta .$$

4.4 Точность изготовления червячной пары

Установлено 12 степеней точности.

Выбор степени точности в зависимости от фактической скорости скольжения $v_{сф}$.

Наибольшее применение находят 7-я (при $v_{сф} \leq 10$ м/с) и 8-я (при $v_{сф} \leq 5$ м/с) степени точности.

4.5 Усилия в зацеплении

Окружная сила на червяке и осевая на колесе, Н

$$F_{t1} = F_{a2} = 2M_1 / d_1 .$$

Окружная сила на колесе и осевая на червяке, Н

$$F_{t2} = F_{a1} = 2M_2 / d_2 .$$

Радиальная сила на червяке и колесе, Н

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha ,$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления.

4.6 Расчетные коэффициенты

Коэффициент нагрузки. Для червячной передачи

$$K_H = K_F = K_\beta K_v,$$

где K_β – коэффициент концентрации нагрузки; K_v – коэффициент динамической нагрузки.

Хорошая прирабатываемость зубьев колеса уменьшает значение K_β . При постоянной внешней нагрузке $K_\beta = 1$.

Червячные передачи работают плавно и бесшумно, поэтому динамические нагрузки, возникающие в зацеплении, невелики и зависят от окружной скорости колеса v_2 . При $v_2 \leq 3$ м/с принимают $K_v = 1$, а при $v_2 > 3$ м/с $K_v = 1,1 \dots 1,3$.

Для определения K_v , находят окружную скорость червячного колеса, мм/с

$$v_2 = \omega_1 d_2 / 2\pi,$$

где ω_1 – угловая скорость червяка, c^{-1} ; d_2 – мм.

4.7 Проверка контактной прочности зубьев

Если фактическая скорость скольжения $v_{сф}$ отличается от ориентировочно принятой v_s , то необходимо уточнить значение $[\sigma_H]_2$, используя значение $v_{сф}$.

Расчетное контактное напряжение на поверхности зубьев колеса и условие прочности, Н/мм²

$$\sigma_{H2} = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\left(\frac{(z_2/q)+1}{a_w}\right)^3} M_2 K_H \leq [\sigma_H]_2.$$

При невыполнении условия прочности следует увеличить a_w , выбрать другой материал колеса с большим $[\sigma_H]_2$ и т.д.

4.8 Проверка прочности зубьев червячного колеса на изгиб

НАПРЯЖЕНИЕ ИЗГИБА И УСЛОВИЕ ПРОЧНОСТИ, Н/ММ²

$$\sigma_{F2} = 0,7 Y_{F2} \frac{F_2 K_F}{b_2 m} \leq [\sigma_F]_2,$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба червячного колеса, определяется в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса z_{v2}

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma.$$

z_{v2}	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
Y_{F2}	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

При невыполнении условия прочности действия те же, что и при проверке контактной прочности.

5 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ – ГАЙКА

Тело винта проверяют на прочность в зависимости от вида нагружения. Если винт испытывает сжатие, то во избежание продольного изгиба необходимо обеспечить запас устойчивости

$$n_y = \frac{F_{a\text{кр}}}{F_a} \geq [n_y], \quad (5.1)$$

где $[n_y] \geq 4$; F_a – осевая нагрузка на винт; $F_{a\text{кр}}$ – критическая сила, выводящая стержень из условий его нормальной работы и приводящая к искривлению стержня под действием продольных сил.

По формуле Эйлера (при $\lambda = \frac{\mu l}{i} \geq \lambda_{\text{пре}}$),

$$F_{a \text{ кр}} = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l)^2}, \quad (5.2)$$

где EJ – жесткость при изгибе; μ – коэффициент приведения длины, зависящий от условий закрепления винта; l – длина винта; λ – гибкость винта; i – радиус инерции сечения винта ($i = \frac{d_b}{4}$); $\lambda_{\text{пре}}$ – предельная гибкость, при которой можно пользоваться формулой Эйлера (для Ст3 $\lambda_{\text{пре}} = 100$; Ст5 $\lambda_{\text{пре}} = 90$).

Если гибкость стержня менее предельной, то $F_{a \text{ кр}}$ определяют по формуле Ясинского

$$F_{a \text{ кр}} = \frac{\pi d_b^2}{4} (a - b\lambda). \quad (5.3)$$

Значения a , b , $\lambda_{\text{пре}}$ представлены в табл. 5.1.

6 РАСЧЕТ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Основными материалами для валов и осей являются сталь Ст 5 (без термообработки) и стали 40, 45, 50, 40Х. Для высоконапряженных валов применяют легированные стали 40ХН, 20Х, 12ХН3А. Для осей обычно используют углеродистую сталь обыкновенного качества. Механические свойства сталей приведены в табл. 6.1.

6.1 Расчет валов

Основными критериями работоспособности и расчета валов являются прочность и жесткость. Процессы расчета и конструирования взаимосвязаны. Поэтому определение необходимых размеров валов выполняется в два этапа: проектировочный расчет и проверочный расчет.

6.1.1 Проектировочный расчет

На данном этапе расчета известен только крутящий момент численно равный передаваемому вращающему моменту. Изгибающие моменты, возникающие в поперечных сечениях вала, можно определить только после разработки конструкции вала. Поэтому проектировочный расчет вала выполняют только на кручение. При этом определяют минимальный диаметр из всех участков ступенчатого вала. Условие прочности на кручение

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_z}{W_\rho} = \frac{M_z}{0,2d^3} \leq [\tau],$$

откуда
$$d = \sqrt[3]{\frac{M_z}{0,2[\tau]}}, \text{ м,}$$

где τ_{max} – наибольшие касательные напряжения, возникающие в сечении вала; M_z – крутящий момент, Н · м; $W_\rho \approx 0,2d^3$ – полярный момент сопротивления круглого вала с диаметром d , м; $[\tau] = 12 \dots 20$ МПа – допустимое напряжение при кручении. Низкое значение $[\tau]$ компенсирует неучтенные напряжения изгиба, характер нагрузки и концентрацию напряжений.

Полученное значение d (мм) округляют до ближайшего большего из ряда Ра 40. По выбранному значению d с учетом удобства сборки и фиксации деталей в осевом направлении назначают остальные посадочные диаметры вала.

6.1.2 Проверочный расчет

После разработки конструкции вала составляют его расчетную схему. Вал рассматривают как балку, лежащую на шарнирных опорах и нагруженную сосредоточенными силами и моментами. Точки

приложения сил и моментов принимаются по середине длины элемента, передающего эти силы и моменты на вал.

Тип опоры на расчетной схеме выбирается по воспринимаемой нагрузке. Подшипники, воспринимающие одновременно радиальные и осевые силы, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники воспринимающие только радиальные силы, как шарнирно подвижные.

Для опор скольжения, расположенных по концам валов, условные шарниры располагают примерно на расстоянии 0,5 диаметра вала, но не менее 0,25...0,35 длины опоры от ее кромки со стороны вала.

При составлении расчетной схемы следует пользоваться следующей последовательностью действий.

- 1 Вал изображается в виде прямой линии, совпадающей с осью вала z .
- 2 Опоры заменяют их реакциями R_y и R_x (вертикальными и горизонтальными).
- 3 Окружные, радиальные и осевые усилия, возникающие в зацеплениях зубчатых колес, проецируют на взаимоперпендикулярные оси X и Y (горизонтальную и вертикальную) и переносят на ось вала (параллельный перенос).
- 4 При параллельном переносе осевой и окружной сил, возникающих в зацеплении, следует помнить, что осевая сила создаст сосредоточенный изгибающий момент, а окружная – вращающий момент, которые необходимо указать на расчетной схеме.

После составления расчетной схемы определяют значения реакций опор R_x и R_y , строят эпюры изгибающих моментов M_x и M_y и крутящих моментов M_z .

При определении реакций опор и построении эпюр следует помнить, что значений реакций и вид эпюр определяют внешние усилия, лежащие в той же плоскости, что и определяемая реакция или эпюра.

По эпюрам изгибающих M_x , M_y и крутящих M_z моментов определяют опасное сечение. В опасном сечении эквивалентный момент M_3 имеет максимальное значение. Эквивалентный момент определяют на основании 4-й теории прочности, Н · м

$$M_3 = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75M_z^2} .$$

Расчет на статическую прочность. Расчет на статическую прочность производят в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений при кратковременных перегрузках (например в период пуска и т.д.). При этом определяют эквивалентные напряжения σ_3 по максимальному значению эквивалентного момента M_3

$$\sigma_3 = \frac{M_{3\max}}{W} ,$$

где W – осевой момент сопротивления сечения вала; $W = \frac{\pi d^3}{32}$, м³.

Условие статической прочности

$$\sigma_3 \leq [\sigma]_{\max} ,$$

где $[\sigma]_{\max}$ – предельное допускаемое напряжение.

Значение $[\sigma]_{\max}$ при расчетах на статическую прочность принимают равным $0,8\sigma_T$, где σ_T – предел текучести материала вала. При невыполнении условия прочности следует увеличить диаметр вала или изменить характеристики материала вала.

Расчет на сопротивление усталости. Валы при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. В этом случае основной вид разрушения валов, как установлено практикой, – усталостное разрушение. Поэтому для валов расчет на сопротивление усталости является основным расчетом на прочность.

Расчет на сопротивление усталости заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности S в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами изгибающих и крутящих моментов и расположением зон концентрации напряжений, и сравнении их с допустимыми значениями коэффициентов запаса прочности $[S]$. При этом должно выполняться условие усталостной прочности

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где $[S] = 1,5 \dots 2,0$; S_σ и S_τ , – запас сопротивления усталости только по изгибу и только по кручению соответственно:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_\sigma / (K_d K_F) + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_\tau / (K_d K_F) + \psi_\tau \tau_m},$$

σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала, определяемые по таблицам или по приближенным формулам

$$\sigma_{-1} \approx (0,4 \dots 0,5) \sigma_B; \quad \tau_{-1} \approx (0,2 \dots 0,3) \sigma_B;$$

σ_a и τ_a – амплитуды циклов напряжений; σ_m и τ_m – средние напряжения циклов напряжений; K_d и K_F – масштабный фактор и фактор шероховатости поверхности (назначаются по табл. 6.2 и 6.3); K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (табл. 6.4); ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты, корректирующие влияние средних напряжений циклов напряжений на сопротивление усталости (их значения принимают в зависимости от предела прочности материала вала).

σ_B , МПа	350...520	520...720	720...1000	1000...1200
ψ_σ	0	0,05	0,1	0,2
ψ_τ	0	0	0,05	0,1

При расчете σ_a , τ_a , σ_m и τ_m необходимо прежде всего установить характер циклов нагружений.

В практических случаях можно пользоваться следующими рекомендациями:

а) при вращении вала в одну сторону или при редком его реверсировании принимают, что напряжение изгиба изменяется по симметричному циклу, а напряжение кручения – по отнулевому; при этом

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \sigma; \quad \tau_a = \tau_m = 0,5\tau,$$

где

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W} \approx \frac{M_{из}}{0,1d^3}; \quad \tau = \frac{M_{кр}}{W_p} \approx \frac{M_{кр}}{0,2d^3};$$

$M_{из}$, $M_{кр}$ – изгибающий и крутящий моменты в расчетном сечении; d – диаметр вала;

б) в случае частого реверсирования вала, что наблюдается в приводах следящих систем, принимают, что напряжения изгиба и кручения изменяются по симметричному циклу; при этом

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \sigma; \quad \tau_m = 0; \quad \tau_a = \tau.$$

При невыполнении условия усталостной прочности следует добиться его выполнения коррекцией параметров вала (диаметра и механических характеристик материала).

6.2 Расчет осей

6.2.1 Проектировочный расчет

В приводах РЭА используются оси, имеющие две опоры, и консольные оси, неподвижные и вращающиеся. По конструкции оси составляют расчетную схему (балка на двух шарнирных опорах или защемленная одним концом). Определяют горизонтальные R_x , вертикальные R_y реакции опор и строят эпюры изгибающих моментов M_y для горизонтальной и M_x для вертикальной плоскостей. Устанавливают опасное сечение по максимуму полного изгибающего момента $M_{из} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$.

Из условия прочности на изгиб определяют диаметр оси, м

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{и \max}}{0,1[\sigma]}}$$

где $M_{и \max}$ – максимальный изгибающий момент, Н · м; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение изгиба, Па.

Выбор $[\sigma]$. В неподвижных осях напряжения изменяются по отнулевому циклу. В этом случае для осей, изготовляемых из углеродистых сталей, МПа

$$[\sigma] = [\sigma_0] = 100 \dots 160,$$

где $[\sigma_0]$ – допускаемое, напряжение изгиба материала при отнулевом цикле.

Меньшие значения рекомендуется принимать при наличии концентраторов напряжений.

Во вращающихся осях напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу. Для них принимают

$$[\sigma] = (0,5 \dots 0,6)[\sigma_0].$$

Если ось в расчетном сечении имеет шпоночный паз, то получаемый диаметр увеличивают примерно на 10 % и округляют до ближайшего большего значения из ряда Ra 40 (мм).

6.2.2 Проверенный расчет

Расчет осей на сопротивление усталости и изгибную жесткость – частный случай расчета валов при крутящем моменте $M_z = 0$.

7 ОПОРЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Чаще всего в качестве опор валов и осей в механизмах радиоэлектронных устройств применяют подшипники скольжения и качения.

Подшипники скольжения применяют при необходимости получить небольшие габаритные размеры опоры и повышенных требованиях к бесшумности работы механизма. Эти подшипники отличаются простой конструкции и небольшой стоимостью, но на них накладываются ограничения по скорости вращения вала. Они часто могут требовать специальных систем смазки подшипникового узла.

Наибольшее распространение получили цилиндрические подшипники качения.

Достоинства их заключаются в малом моменте трения, особенно в период пуска, что имеет перво-степенное значение для механизмов с часто повторяющимся пуском.

7.1 Расчет цилиндрических подшипников скольжения

Для подшипников сухого и граничного трения используют приближенные методы расчета – по удельному давлению:

$$P = \frac{F}{ld} \leq [P], \quad (7.1)$$

где F – нагрузка на опору, Н; d, l – внутренний диаметр и длина вкладыша, мм; $[P]$ – допускаемое давление, МПа.

Также подшипники скольжения рассчитывают по критерию теплостойкости, который предусматривает обеспечение нормального теплового режима работы опоры. Принимая во внимание, что интенсивность тепловыделения пропорциональна развиваемой удельной мощности сил трения, критерий теплостойкости выражается условием

$$Pv = \frac{F}{ld} \frac{\pi dn}{60 \cdot 1000} \approx \frac{Fn}{19,1 \cdot 10^3 l} \leq [Pv], \quad (7.2)$$

где v – расчетная скорость скольжения, м/с; n – частота вращения цапфы вала, об/мин; $[Pv]$ – допускаемое значение критерия теплостойкости Мпа · м/с.

Условия смазки существенно влияют на допускаемое значение $[Pv]$: при периодической смазке табличное значение можно увеличить на 50 %, а при регулярной на 100 % (табл. 7.1).

7.2 Расчет подшипников качения

Расчет подшипников качения заключается в определении долговечности L_h , которая характеризует вероятный ресурс работы подшипника в зависимости от нагрузки, скорости, температуры и других факторов. Под расчетной долговечностью L_h понимают время (ч), в течение которого гарантируется 90%-ная надежность работы подшипников при определенных условиях эксплуатации. Если частота вращения кольца подшипника $n > 1$ об/мин, то расчет ведут по динамической грузоподъемности – C . Для $n \leq 1$ об/мин определяется лишь статическая грузоподъемность (если $1 < n < 10$, то $n = 10$).

Условие работоспособности подшипника качения имеет вид:

$$L_h \leq [10^5 / (6n)] (C / F_3)^P; \quad C_p = (6 \cdot 10^{-5} n L_h)^{\frac{1}{P}} F_3 \leq C,$$

где C_p – расчетная динамическая грузоподъемность подшипника, Н; C – динамическая грузоподъемность (справочн.); F_3 – расчетная (эквивалентная нагрузка), Н; P – степенной показатель (для шарикоподшипников

$P = 3$, для роликовых – $P = 10/3$). Значение F_3 определяют по следующим формулам:

для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$F_3 = (XV F_r + Y F_a) K_\delta K_T;$$

для упорных подшипников

$$F_3 = F_a K_\delta K_T,$$

где F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузка, Н; X и Y – безразмерные коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипника и способа нагружения (справочн.); V – кинематический коэффициент, учитывающий число нагружений тел качения при работе подшипника (если вращается внутреннее кольцо, то $V = 1$ и при вращении наружного кольца $V = 1,2$); K_δ – динамический коэффициент безопасности, учитывающий кратковременные дополнительные нагрузки на подшипник, для передаточных механизмов с возможными незначительными перегрузками и толчками $K_\delta = 1,1 \dots 1,5$; K_T – температурный коэффициент, который зависит от теплового режима работы подшипников.

$T, ^\circ\text{C}$	125	150	175	200	225	250
K_T	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

При вращения колец подшипника с частотой менее 1 об/мин, подшипник выбирают так, чтобы эквивалентная статическая нагрузка P_0 не превышала статической грузоподъемности C_0 . Эквивалентную статическую нагрузку P_0 при чисто радиальном или осевом нагружении полагают равной внешней нагрузке, а при комбинированном нагружении определяют как большую из двух значений, рассчитанных по формулам

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad P_0 = F_r.$$

Для радиальных шарикоподшипников $X_0 = 0,6$; $Y_0 = 0,5$, для радиально-упорных $X_0 = 0,5$; $Y_0 = 0,47$ (для $\alpha = 12^\circ$).

8 КОРПУСА И КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

Корпуса и корпусные детали служат для установки подвижных и неподвижных деталей и сборочных единиц механизмов приборов, в частности опор в виде подшипников скольжения и качения, элект-

тродвигателей и т. д., а также для их защиты от внешних воздействий, удобства монтажа и безопасности эксплуатации. Выбор типа и формы корпусов зависит от функционального назначения, условий эксплуатации, места установки, серийности, кинематической и компоновочной схем механизма. По конструктивным признакам и условиям сборки корпуса механизмов приборов разделяют на цельные, разъемные и сборные.

Цельные корпуса призматической или коробчатой формы обладают высокой прочностью и жесткостью, что позволяет проектировать конструкции с различным пространственным расположением деталей и узлов механизмов, для установки которых предусматривают монтажные отверстия. Цельные корпуса изготавливают как привило, литьем с последующей механической обработкой.

Разъемные корпуса обычно состоят из двух частей, плоскость разъема которых в зависимости от компоновочной схемы механизма совпадает с плоскостью осей валов или располагается перпендикулярно к осям валов. Разъемные корпуса также обладают высокой прочностью и жесткостью, достаточно хорошо защищают детали и узлы механизмов от внешних воздействий и допускают применение поузлового принципа сборки механизма.

Сборные корпуса состоят из отдельных деталей соединяемых винтами, штифтами или сваркой. Одноплатные конструкции корпусов часто изготавливают с цилиндрическими приливами, в которые устанавливают подшипники и т.д. Детали или узлы механизма могут располагаться по одну или обе стороны платы. Корпуса этого типа технологичны, обеспечивают узловую сборку и удобство регулировки, допускают унификацию большого числа применяемых деталей и узлов. Их используют как в серийном, так и в единичном производствах. Двухплатные корпуса изготавливают как с регулируемым, так и с нерегулируемым расстоянием между платами. Обычно применяют двухплатные корпуса с параллельным расположением плат, которые соединяют между собой стойками и закрепляют винтами или развальцовкой.

ПРИЛОЖЕНИЯ

1.1 Ориентировочные значения основных характеристик механических передач (с учетом потерь в подшипниках)

Виды передач	Передаточное число		КПД при номинальной нагрузке
	Часто встречающееся	Наибольшее	

Цилиндрические зубчатые:	3...5	10...12	0,90...0,98
прямозубые	4...7	12...15	98
косозубые	2...4	5...10	
Конические зубчатые	1...4	8...10	0,88...0,94
Винтовые зубчатые			94
Червячные:	30...100	300	0,75...0,9
однозаходные			9
самотормозящиеся	30...60	до 300	
однозаходные			0,5
не самотормозящиеся	15...40	50...60	
самотормозящиеся			0,5...0,7
двухзаходные	10...20	30...40	
многозаходные			0,7...0,8
Ременные:	2...4	5...7	
плоскоремённые	3...6	8...10	0,80...0,90
клиноремённые	2...3	6	90
круглоремённые	2...4	8...10	
Фрикционные			0,80...0,95
			95
			0,90...0,95
			95
			0,8...0,9
			0,75...0,90
			90

2.1 МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СТАЛЕЙ

Марка стали	Твёрдость		Предел прочности σ_B , Н/мм ²	Предел текучести σ_T , Н/мм ²	Термическая обработка
	Сердцевины НВ	Поверхности HRC			
35	163...19	—	550	270	Нормализация
45	2	—	600	320	
45	179...20	—	780	540	—
45	7	—	890	650	
40X	235...26	—	790	640	Улучшение
40X	2	—	900	650	
40X	269...30	46...51	900	750	Улучшение и закалка ТВЧ
	2				
	235...26				
	2				
	269...30				
	2				
	269...30				
	2				

2.2 Значения σ_{H0} и σ_{F0} в зависимости от способа термообработки

Термообработка	Марка сталей	σ_{H0} , Н/мм ²	σ_{F0} , Н/мм ²
Нормализация	35; 45; 40X; 40XH; 35XM	2НВ + 70	1,8 НВ

Улучшение	и др.		
-----------	-------	--	--

2.3 Значения N_{HO} в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев

Средняя твердость поверхности зубьев	HB, HR C	200	250	300	350	400	450	500	550	600
		–	27	34	39	44	48	53	57	61
N_{HO} , млн. циклов		10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

2.4 Значения $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

Расположение шестерни относительно опор	Твердость поверхности зубьев колеса, HB	$K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ в зависимости от коэффициента ψ_d				
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2
Симметричное	≤ 350	1,01/1,01	1,02/1,03	1,03/1,05	1,04/1,07	1,07/1,14
	> 350	1,01/1,02	1,02/1,04	1,04/1,08	1,07/1,14	1,16/1,3
Несимметричное	≤ 350	1,03/1,05	1,05/1,1	1,07/1,17	1,12/1,25	1,19/1,42
	> 350	1,06/1,09	1,12/1,18	1,2/1,3	1,29/1,43	1,48/1,73
Консольное, опоры шарикоподшипники	≤ 350	1,08/1,16	1,17/1,37	1,28/1,64	–	–
	> 350	1,22/1,33	1,44/1,7	–	–	–
Консольное, опоры роликоподшипники	≤ 350	1,06/1,1	1,12/1,22	1,19/1,38	1,27/1,57	–
	> 350	1,11/1,2	1,25/1,44	1,45/1,71	–	–

Примечание. В числителе даны значения $K_{H\beta}$, в знаменателе $K_{F\beta}$.

2.5 Значения K_{Hv} и K_{Fv}

Тип колес	Твердость поверхности зубьев колеса, HB	Значения коэффициентов	
		K_{Hv}	K_{Fv}
Прямозубые	≤ 350	1,2	1,4
	> 350	1,1	1,2
Косозубые и шевронные	≤ 350	1,1	1,2
	> 350	1,05	1,1

4.1 МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛОВ ВЕНЦОВ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

Материал колеса	Механические характеристики, Н/мм ²	
	σ_B	σ_T
Бр010Н1Ф1		
Бр010Ф1	275	200
БрА9ЖЗЛ	500	230
БрА10Ж4Н4Л	650	430
ЛЦ23А6ЖЗМц2	450	295

4.2 Сочетания m и q

m , мм	1; 1,25; 1,6; 2	2,5; 3,15; 4; 5	6,3	8; 10; 12,5
q	10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16; 20

4.3 Значения φ' в зависимости от фактической скорости скольжения $v_{сф}$

Материал венца колеса	Угол φ' при скорости скольжения $v_{сф}$, м/с							
	1,0	1,5	2	2,5	3	4	7	10
Оловянные бронзы	2°30'	2°20'	2°	1°40'	1°30'	1°20'	1°	0°55'
Безоловянные бронзы, латуни и чугуны	3°10'	2°50'	2°30'	2°20'	2°	1°40'	1°30'	1°20'

5.1 ЗНАЧЕНИЯ A , B , $\lambda_{пре}$

Материал	a , МПа	b , МПа	$\lambda_{пре}$
Ст 3 и сталь 20	310	1,14	100
Ст 5 и сталь 30	345	1,24	90

6.1 МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛОВ ВАЛОВ

Марка стали	Твердость НВ, не ниже	Механические характеристики, МПа			
		σ_B	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
45	200	560	280	250	150
	270	900	650	380	230
40Х	200	730	500	320	210
	270	900	750	410	240
40ХН	240	820	650	360	210
	270	920	750	420	250
20Х	197	650	400	300	160
12ХН3А	260	950	700	420	210

6.2 Значения коэффициента K_d

Материал	K_d при диаметре вала d , мм						
	≤ 10	20	30	40	50	70	100
Для углеродистых сталей	1	0,9	0,8	0,8	0,8	0,7	0,7
	1	2	8	5	1	6	1
Для легированных сталей		0,8	0,7	0,7	0,7	0,6	0,6
		3	7	3	0	7	2

6.3 Значения коэффициента K_F

Показатель шероховатости поверхности R_a , мкм	K_F при σ_b , МПа			
	500	700	900	1200
0,1...0,4	1,0	1,0	1,0	1,0
0,8...3,2	0,95	0,9	0,81	0,8

6.4 Значения коэффициентов K_σ и K_τ

ФАКТОР КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ	K_σ		K_τ		
	σ_b , МПа				
	≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≥ 1000	
Галтель при $r/d = 0,02$ ($D/d = 1,25 \dots 2$)	0,06	2,5	3,50	1,80	2,10
		1,85	2,00	1,40	1,43
	0,10	1,60	1,64	1,25	1,35
Выточка при $r/d = 0,02$ ($t = r$)	0,06	1,90	2,35	1,40	1,70
		1,80	2,00	1,35	1,65
	0,10	1,70	1,85	1,25	1,50
Поперечное отверстие при $a/d = 0,05 \dots 0,25$		1,90	2,00	1,75	2,00
		1,70	2,00	1,40	1,70
Шпоночный паз Шлицы	При расчете по внутреннему диаметру можно принимать $K_\sigma = K_\tau = 1$				
Прессовая посадка при $p \geq 200$ МПа (без конструктивных мер уменьшающих концентрацию)		2,4	3,6	1,8	2,5
		1,8	2,4	1,2	1,5
Резьба					

Примечание. При наличии нескольких концентраторов напряжений в одном сечении в расчет принимается тот, у которого больше K_σ или K_τ .

7.1 Значения $[P]$ и $[Pv]$

Наименование материала вкладыша	$[P]$, МПа	$[Pv]$, МПа · м/с
Бронза:		
Бр. ОЦС 5-5-5	8	12
Бр. АЖ 9-4	15	12

Пористый бронзографит:		
$v = 0,1$ м/с	15	15
$v = 1$ м/с	5	5
Резина	4	10
Текстолит	12	30
Капрон	5	10

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

- 1 Рошин Г.И. Конструирование механизмов радиоэлектронной аппаратуры. М.: Высшая школа, 1973. 392 с.
- 2 Соломахо В.Л., Шумилин Р.И., Цитович Б.В., Юдовин Л.Г. Справочник конструктора-приборостроителя. Проектирование. Основные нормы. М.: Высшая школа, 1988. 272 с.
- 3 Соломахо В.Л., Шумилин Р.И., Цитович Б.В., Юдовин Л.Г. Справочник конструктора-приборостроителя. Детали и механизмы приборов. М.: Высшая школа, 1990. 440 с.
- 4 Вopilкин Е.А. Расчет и конструирование механизмов приборов и систем. М.: Высшая школа, 1980. 463 с.
- 5 Курсовое проектирование механизмов РЭС / Под ред. Г.И. Рошина. М.: Высшая школа, 1991. 246 с.
- 6 Фролов М.И. Техническая механика. М.: Высшая школа, 1990. 352 с.
- 7 Иванов М.И. Детали машин. М.: Высшая школа, 1991. 383 с.