



ИЗДАТЕЛЬСТВО

МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ

Алексеева
4

Н.А. АЛЕКСЕЕВА
В.В. ДЖАМАЙ
Е.В. СЕРПИЧЕВА

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
И КОНСТРУИРОВАНИЯ
УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ
МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Москва • 2006

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Алексеева Н.А., Джамай В.В., Серпичева Е.В. Основы проектирования и конструирования узлов и деталей машин и механизмов: Учебное пособие к расчетной работе. — М.: Изд-во МАИ, 2006. — 104 с.: ил.

Рассмотрены вопросы проектирования и конструирования на типовом примере узла промежуточного вала механизма. Представлены необходимые справочные материалы, варианты конструкторских решений; сравнительный анализ отдельных конструкций проведен с учетом требований работоспособности и экономичности.

Для студентов экономических и других немашиностроительных специальностей технических вузов, изучающих курсы «Детали машин и механизмов» и «Основы проектирования и конструирования деталей машин».

Рецензенты:

кафедра «Прикладная математика и вычислительная техника» МИКХиС (зав. кафедрой д-р техн. наук, проф. Е.М. Зверев; проф. О.А. Ряховский

ISBN 5-7035-1717-6

© Московский авиационный институт
(государственный технический университет), 2006

Не надо возить воздух.

П.О. Сухой

*Изведай жар такой работы,
Когда подъем смертельно крут,
Когда забудешь: где ты, что ты,
И кто, и как тебя зовут.*

А.Т. Твардовский

ВВЕДЕНИЕ

В авиации и ракетостроении, как и в общем машиностроении, процесс конструирования завершается разработкой чертежей деталей, узлов и частей летательного аппарата (ЛА). Разработка ведется с учетом функционального значения каждого элемента конструкции, действующих нагрузок и условий эксплуатации. Уровень техники, достигнутый в настоящее время, оставляет много места для конструкторской интуиции, фантазии и творческих поисков. *Экономический фактор* играет первостепенную роль в конструировании. Частности конструкции не должны заслонять основной цели конструирования — увеличения экономического эффекта от применения машин и механизмов, определяемого полезной отдачей и суммой эксплуатационных расходов за весь период работы.

При создании новой конструкции инженер должен смотреть вперед, оглядываться назад и озиаться по сторонам. Это значит — быть в курсе всего нового не только в своей отрасли, но и других смежных отраслях, использовать предшествующий опыт — *конструктивную преемственность при проектировании*.

К деталям машин и механизмов предъявляют следующие *основные требования: работоспособность, технологичность, надежность, экономичность*.

Работоспособностью называют состояние машин и механизмов, при котором они способны нормально выполнять заданные функции с параметрами, установленными нормативно-технической документацией (техническими условиями — ТУ, стандартами и т.д.). Выход из строя может происходить по различным причинам, зависящим от условий эксплуатации. Причины отказа отдельных де-

талей, передач, соединений и т.п. называют *критериями работоспособности*. Важнейшими из них являются: прочность, жесткость, износостойкость, вибростойкость, теплостойкость, коррозионная стойкость.

1. **Прочность** — способность детали выдерживать приложенные нагрузки без разрушения.

2. **Жесткость** — способность детали сопротивляться изменению формы под действием нагрузок.

3. **Износостойкость** — способность материала оказывать сопротивление изнашиванию в определенных условиях трения.

4. **Вибростойкость** — сопротивление появлению вредных динамических нагрузок в виде вынужденных колебаний и автоколебаний (самовозбуждающихся при равенстве между энергией демпфирования и энергией возбуждения, поступающей в колебательную систему).

5. **Теплостойкость** — способность детали сохранять работоспособность в условиях повышенных температур.

6. **Коррозионная стойкость** — сопротивление металлов химическому и электрохимическому разрушению поверхностных слоев и коррозионной усталости. Коррозионная стойкость определяется сроком службы машин в коррозионной среде. Средства борьбы — специальное легирование и покрытия.

Точность — свойство машин работать в заданных пределах возможных отклонений параметров, например, размеров. Точность диктуется требованиями точности к процессу функционирования механизмов и машин.

Технологичность. Технологичными называют машины, требующие минимальных затрат средств, времени и труда в производстве, эксплуатации и ремонте.

Надежность — свойство машин выполнять в течение заданного времени (или заданной наработки) свои функции, сохраняя в заданных пределах эксплуатационные показатели. Надежность изделий обуславливается их безотказностью, долговечностью, ремонтопригодностью и сохраняемостью.

Экономичность. При оценке экономичности учитывают затраты на проектирование, изготовление, эксплуатацию и ремонт. Экономичность машин повышается за счет снижения материалоемко-

сти, энергоемкости и трудоемкости производства; за счет максимального коэффициента полезного действия в эксплуатации при высокой надежности.

В процессе конструирования на основе проектных расчетов, эксплуатационных и технологических требований сначала разрабатывают форму (конфигурацию) детали, затем уточняют размеры всех ее элементов с помощью расчетов по критериям работоспособности (проверочным расчетам на прочность, жесткость, износостойкость и т.д.). Для поиска оптимальной формы детали (наилучшего сочетания массогабаритных, прочностных, экономических, технологических и других показателей) необходимо разработать и оценить несколько вариантов решений. Таким образом, конструирование является многовариантной творческой задачей. Безупречный во всех отношениях вариант в конструкторской практике — редкая удача. Дело не в недостатке изобретательности, а в противоречивости выдвигаемых требований (критериев). В таких случаях приходится идти на компромиссное решение. Для сложных инженерных задач, многопараметрических и многокритериальных по своей сути, используются современные методы многокритериальной оптимизации, помогающие отыскать наиболее рациональное конструкторское решение [1], [9].

Одним из основных требований при конструировании деталей машин и механизмов ЛА является требование минимального веса при соблюдении необходимой прочности и жесткости. Уменьшение веса может быть достигнуто разными путями.

Один из них — выбор высокопрочных конструкционных материалов с малой плотностью и высокими значениями удельной прочности (табл. 1). Этот путь дает непосредственное уменьшение веса силовых элементов конструкции, которые испытывают наибольшие нагрузки. Однако выбора материала еще не достаточно. Важно, чтобы выбранная форма сечений силовых элементов допускала наиболее высокие разрушающие нагрузки. Общий вес «силовых» элементов на ЛА не превышает 50% веса всей конструкции. Остальную часть веса составляют «несиловые», слабонагруженные элементы. Способы уменьшения веса этих элементов сводятся к выбору легких материалов с наибольшими значениями удельной прочности.

Таблица 1

Деформация	Удельная прочность
Растяжение - сжатие	$\frac{\sigma}{\rho}$
Изгиб	$\frac{\sigma^{2/3}}{\rho}$
Кручение	$\frac{\tau^{2/3}}{\rho}$
σ, τ – нормальные и касательные напряжения [МПа]; ρ – плотность материала [т/м ³]	

Перечислим некоторые положения, которыми целесообразно руководствоваться в процессе конструирования.

1. Сократить число звеньев конструкции; как предел — создание монолитной конструкции.
2. Стремиться передавать действующие усилия кратчайшим путём.
3. Следовать правилам максимального разнесения материала (удаления от нейтральной оси) для элементов, работающих на изгиб и кручение. Прочность и жёсткость при этом повышаются.
4. Способствовать снижению расчётных напряжений, изменяя конфигурацию поперечных сечений.
5. Создавать технологичные конструкции. Технологичность зависит от масштаба и типа производства, признаки технологичности специфичны для деталей различных групп изготовления. Технологичность ЛА заключается в пригодности конструкции для единичного (космические конструкции), мелкосерийного и крупносерийного производства наиболее простыми, дешёвыми и производительными способами при одновременном повышении качества, точности и взаимозаменяемости частей. В понятие *технологичность* следует ввести также признаки, обеспечивающие наиболее производительную сборку изделия (технологичность сборки) и наиболее удобный и экономичный ремонт (технологичность ремонта).

6. Большой экономический эффект дают *унификация* и *стандартизация* деталей, узлов и агрегатов.

Унификация состоит в многократном применении в конструкции одних и тех же элементов, что способствует сокращению номенклатуры деталей, инструмента, размеров, а также уменьшению стоимости изготовления, упрощению эксплуатации.

Унификации в первую очередь подлежат соединения. К ним относятся резьбовые, шлицевые, шпоночные соединения, крепёжные детали и др. Однако унификация не должна входить в противоречие с другими требованиями, предъявляемым к деталям машин. Наибольший экономический эффект даёт заимствование деталей серийно изготавливаемых механизмов ЛА.

Стандартизация заключается в применении в конструкции стандартных деталей и узлов (регламентирование конструкции и типоразмеров). Стандартизация ускоряет процесс проектирования, облегчает изготовление и эксплуатацию изделия, повышает экономические показатели. В практике проектно-конструкторских организаций это достигается выпуском документов, содержащих перечень стандартных деталей, рекомендованных к использованию. При целесообразной конструкции стандартных деталей она повышает надёжность. Стандартизация даёт наибольший эффект при сокращении числа применяемых типоразмеров стандартов, т.е. при их унификации.

Нужно учитывать, что рациональная технология может способствовать повышению весового совершенства конструкции. Однако критерий технологичности является функцией времени: то, что вчера было нетехнологично, может стать технологичным завтра.

Для обеспечения технологичности конструкции, собираемости узлов и устранения подгонки там, где возможно, нужно избегать сопряжения деталей по нескольким поверхностям (центрирование шпонок, крышек подшипников).

Одним из показателей технологичности конструкции является отсутствие регулировки собираемого узла. Это достигается точностью взаимного расположения деталей (обеспечения соосности, использования самоустанавливающихся деталей). Для обеспечения технологичности изготовления нужно стремиться к уменьшению объема механической обработки путем использования совершен-

ных конструкций заготовок (литых, штампованных), форма которых максимально приближается к форме деталей.

7. Важные требования к конструкции предъявляет эксплуатация. К таким требованиям относятся: комфорт пассажиров, удобство загрузки, удобство работы экипажа и обслуживающего персонала и т.д. Удовлетворение этих требований нередко приводит к увеличению веса конструкции.

8. Не менее важной задачей является обеспечение высокой надежности при минимуме веса и стоимости.

9. И, наконец, выполнение всех перечисленных выше требований должно быть увязано с требованием экономичности, которая является важным критерием на всех этапах конструирования, производства и эксплуатации ЛА, [1], [2].

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ГЕОМЕТРИИ И КИНЕМАТИКЕ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Зацепление двух зубчатых колес с числами зубьев z_1 и z_2 можно представить как обкатывание без скольжения двух окружностей с диаметрами d_1 и d_2 , которые называются *начальными* или *делительными* (рис. 1). Меньшее из двух зубчатых колес принято называть *шестерней*, большее — *колесом*. Расстояние p между двумя одноименными точками соседних зубьев по делительной окружности называют *шагом зацепления*. Длину делительной окружности

можно определить как $pz = \pi d$, откуда $d = \frac{p}{\pi} z$. Обозначим $\frac{p}{\pi} = m$,

где m — модуль зубчатого зацепления [мм], тогда $d = mz$. Делительная окружность делит зуб на две части, где $h_a = m$ — высота головки зуба; $h_f = 1,25m$ — высота ножки зуба. Диаметр окружности вершин d_a и диаметр окружности впадин d_f рассчитываются по формулам:

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2); \quad d_f = d - 2h_f = mz - 2,5m = m(z - 2,5).$$

Расстояние между осями зубчатых колес обозначается a_w и определяется по формуле

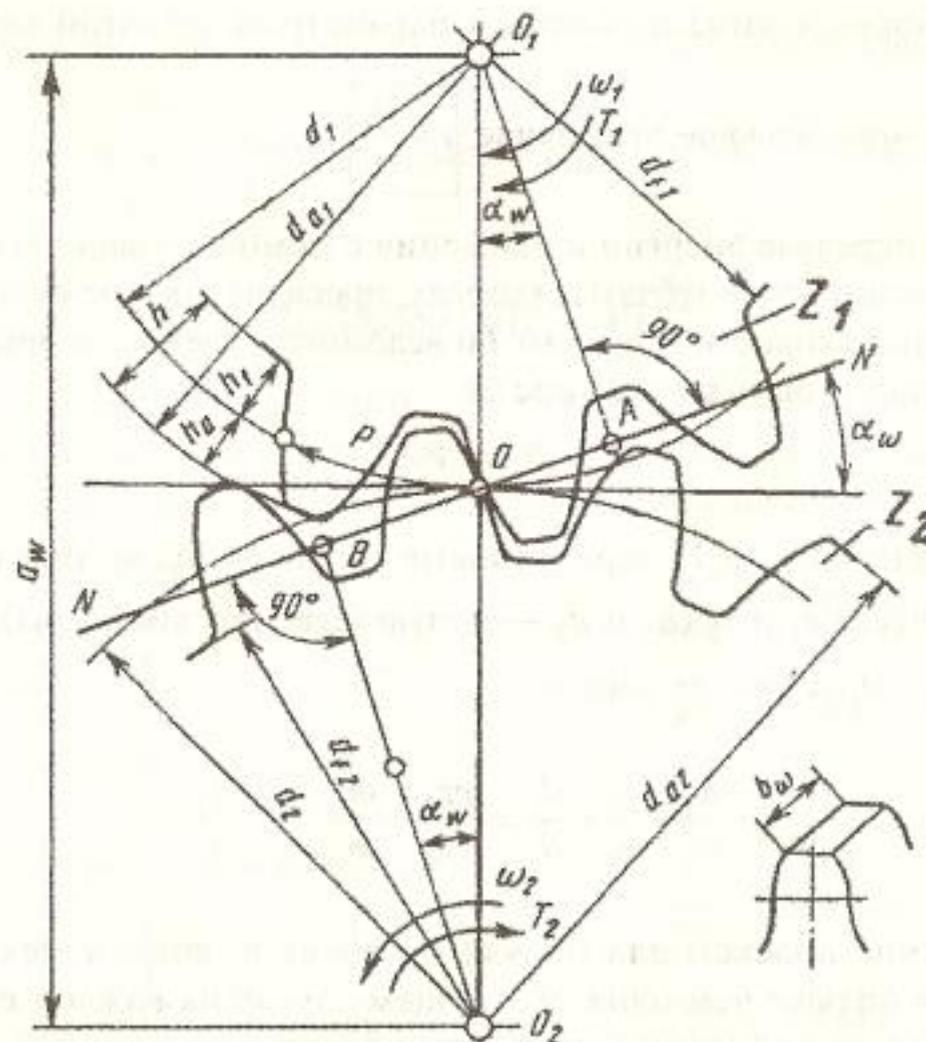


Рис. 1

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2} (z_1 + z_2).$$

Ширина зубчатого колеса или длина зуба $b_w = \psi_{ba} a_w$.

Линия зацепления — геометрическое место точек контакта сопряженных поверхностей зубьев. Для эвольвентной зубчатой передачи линией зацепления является прямая $N-N$. Угол между нормалью к линии центров колес $O_1 O_2$ и линией зацепления называется *углом зацепления* α_w . Стандартная величина угла зацепления $\alpha_w = 20^\circ$.

Основным кинематическим параметром зубчатой передачи

является передаточное отношение $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$.

При передаче энергии и движения с помощью зацепления зубьев, нарезанных на зубчатых колесах, проскальзывание отсутствует и линейные скорости ведущего 1 и ведомого 2 звеньев в точке контакта должны быть равны (рис.2)

$$V_1 = V_2.$$

Определяя V_1 и V_2 через угловые скорости ω_1, ω_2 при известных радиусах r_1 и r_2 (d_1 и d_2 — соответственно диаметры), получим $\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$, откуда имеем

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{mz_2}{mz_1} = \frac{m_{1-2}z_2}{m_{1-2}z_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Нижние индексы для модуля m вводятся, когда у механизма ступеней больше чем одна, и в общем случае на каждой ступени значения модулей могут быть разные.

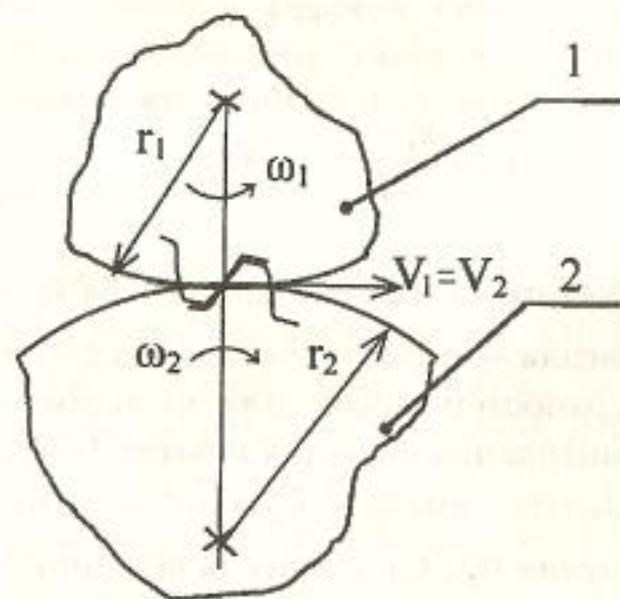


Рис. 2

Отношение числа зубьев колеса z_2 к числу зубьев шестерни z_1

обозначается $u_{1-2} = \frac{z_2}{z_1}$ и называется *передаточным числом*.

2. ЗАДАНИЕ К РГР

Предлагается разработать конструкцию промежуточного узла вала цилиндрического двухступенчатого прямозубого зубчатого редуктора. Кинематическая схема редуктора представлена на рис. 3.

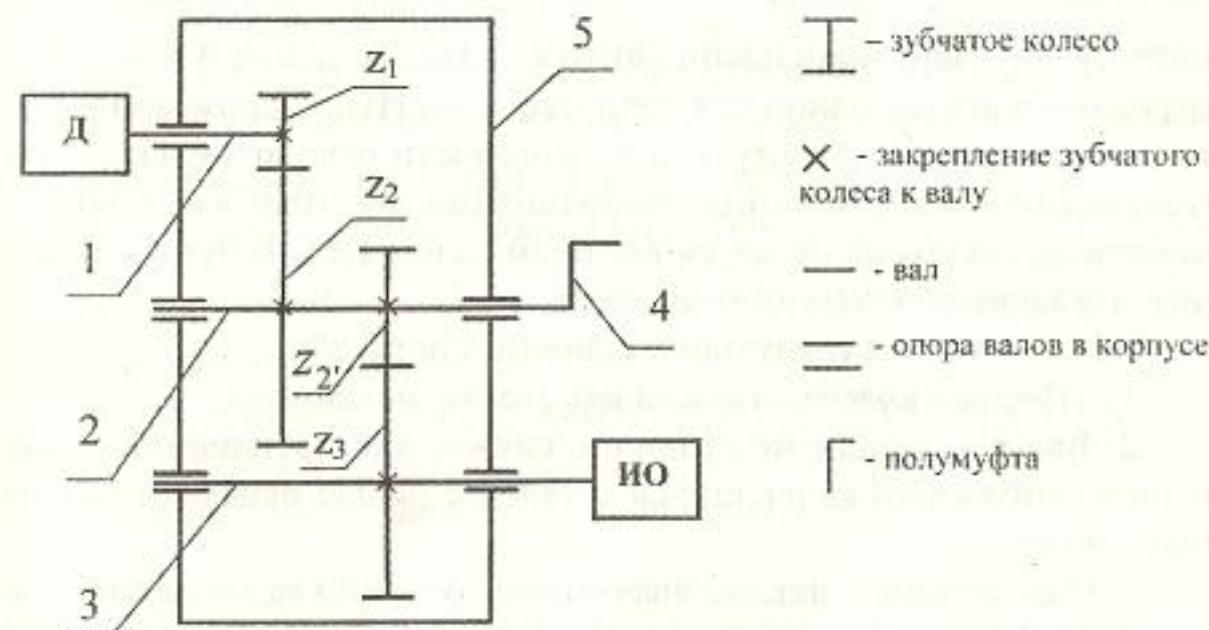


Рис. 3

Редуктор является передаточным механизмом (ПМ) между двигателем (Д) и исполнительным органом (ИО).

Назначение ПМ — передача энергии и движения, а также преобразование силовых (T — вращающий момент, Н·мм) и кинематических (n — частота вращения вала, об/мин) параметров движения, которые поступают от Д в требуемые параметры ИО. В качестве ИО могут выступать любые рулевые поверхности ЛА, которые контактируют с окружающей средой (рули высоты, направления, стабилизаторы, элероны, закрылки, предкрылки и т.д.); поворотные сопла двигателей (самолеты с управляемым вектором

тяги); шасси и т.д. Одним словом, все то, что обеспечивает взлет и посадку, полет по траектории, маневрирование в воздухе, работу систем жизнеобеспечения экипажа и пассажиров — жизнь ЛА в воздухе.

Редуктор является замедляющей передачей; частота вращения выходного вала ПМ меньше, чем входного.

На рис. 3 мощность от вала 1 двигателя Д передается на входную шестерню z_1 , закрепленную на валу 1. Далее движение передается через зацепление на зубчатое колесо z_2 , закрепленное на промежуточном валу 2. На этом же валу находится еще одно зубчатое колесо z_2' (шестерня), которое является входным звеном в паре $z_2' - z_3$. Через зацепление второй пары движение и мощность передаются на выходной вал 3 и далее — на ИО. С промежуточного вала 2 через полумуфту 4 часть мощности отводится на другой (вспомогательный) механизм. Выходной вал двигателя в данной кинематической схеме является входным валом ПМ. Редуктор находится в закрытом герметичном корпусе 5.

ПМ состоит из следующих основных деталей.

1. **Зубчатые колеса** — основные звенья механизма.
2. **Валы** — детали механизмов, служат для крепления на них вращающихся или качающихся деталей с целью передачи крутящего момента.
3. **Подшипники** — детали, являющиеся опорами валов механизма.
4. **Муфта** — это устройство, предназначенное для соединения валов соседних механизмов с целью передачи мощности и движения.
5. **Полумуфта** — часть муфты, связанная с валом данного механизма.
6. **Корпус** — устройство (сборочная единица), в котором находится ПМ. Корпус закрепляется на силовом каркасе ЛА. Корпуса силовых механизмов — закрытые, так как они изолируют ПМ от контакта с окружающей средой.

Для нормальной работы ПМ на выходных валах предусматриваются уплотнения — устройства для разделения полостей с различными давлениями, рабочими средами и температурами. В механизмах, требующих смазывания, уплотнения предотвращают

утечку смазочного материала из подшипниковых узлов, а также попадание в механизм грязи, пыли, влаги.

На рис. 3 изображена кинематическая схема, отражающая идею, принцип работы механизма. Конструктивная реализация этой идеи — задача инженера-конструктора.

Исходные данные

$P_{\text{вх}} = P_1$ [Вт] — мощность на входном валу механизма.

$n_{\text{вх}} = n_1$ [об/мин] — частота вращения входного вала механизма.

i_{1-2} — передаточное отношение первой ступени механизма (между зубчатыми колесами пары $z_1 - z_2$).

m_{1-2} [мм] — модуль зацепления первой ступени.

$i_{2'-3}$ — передаточное отношение второй ступени механизма (между зубчатыми колесами пары $z_2' - z_3$).

$m_{2'-3}$ [мм] — модуль зацепления второй ступени.

$P'_{\text{вых}} = P'_2$ [Вт] — мощность, которая отводится со второго вала на вспомогательный механизм через полумуфту.

T_h [ч] — ресурс механизма (гарантийная наработка).

$N_{\text{ц.н}} = \frac{60 \cdot T_h}{t_{\text{ц.н}}}$ — число циклов нагружения.

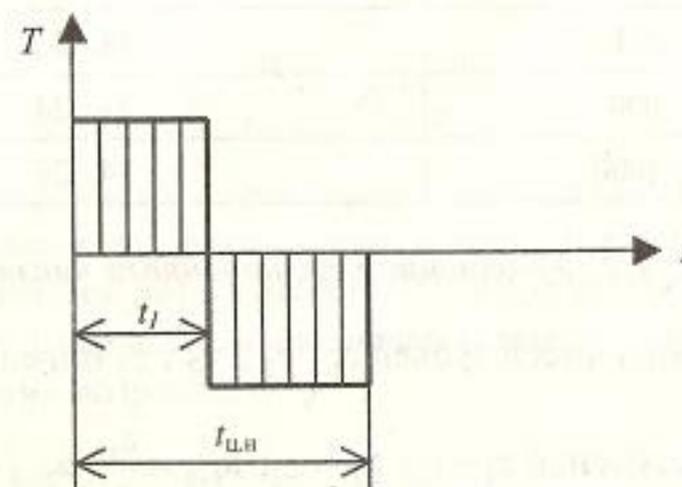


Рис. 4

$t_{ц.н} = 2 t_1$ [мин] — длительность цикла нагружения механизма на циклограмме (рис. 4).

2.1. Кинематический расчет

Целью кинематического расчета является определение частот вращения валов редуктора.

2.1.1. Подбор числа зубьев

Для цилиндрической передачи число зубьев шестерни z_1 выбирают в соответствии с табл. 2; $\bar{z}_2 = z_1 i_{1-2}$, далее округляют до ближайшего целого числа z_2 . Если сумма $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$ в результате использования рекомендаций табл. 2 получается больше 100, величину z_1 выбирают по формуле $z_1 \cong \frac{90}{i_{1-2} + 1}$ с округлением до целого числа. Процедуру повторяют для следующей пары $z_{2'-3}$.

Таблица 2

Частота вращения шестерни n_1 , об/мин	Рекомендуемое минимальное число зубьев шестерни z_1
	Прямозубой
До 100	17...18
100...500	18...22
500...1000	22...24
свыше 1000	24...26

2.1.2. Уточнение передаточного числа

После выбора чисел зубьев $z_1, z_2, z_{2'}, z_3$ определяют передаточные числа ступеней $z_1 - z_2; z_{2'} - z_3; u_{1-2} = \frac{z_2}{z_1}; u_{2'-3} = \frac{z_3}{z_{2'}}$ (с точностью до сотых долей).

В связи с тем, что числа зубьев — целые числа, их подбор на зубчатых колесах для реализации требуемой величины передаточного отношения i_{1-2} внесет погрешность, обусловленную округлением числа зубьев z до целого числа и передаточное отношение i может не совпадать с передаточным числом u . На величину погрешности наложены ограничения, которые необходимо учесть. Таким образом, $i_{1-2} = u_{1-2}$ в рамках допустимой погрешности.

Допустимая погрешность на величину передаточных чисел $\left| \frac{u-i}{i} \right| \cdot 100\%$ должна быть $\leq 1,5\%$ для кинематических механизмов и $\leq 3\%$ для силовых механизмов. В случае превышения погрешности надо изменить передаточное число, добавив или убавив зуб на шестерне или колесе.

Передаточное отношение $i_{\text{мех}} = i_{1-3}$ и передаточное число $u_{\text{мех}} = u_{1-3}$ многоступенчатой передачи определяется произведением этих значений по ступеням:

$$i_{\text{мех}} = i_{1-3} = i_{1-2} \cdot i_{2'-3};$$

$$u_{\text{мех}} = u_{1-3} = u_{1-2} \cdot u_{2'-3}.$$

2.1.3. Определение частот вращения валов

Исходные данные содержат информацию о частоте вращения n_1 на входном валу. Далее можно использовать следующие соотношения:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{1-2}}; \quad n_3 = \frac{n_2}{u_{2'-3}}.$$

Общий вывод: частота вращения n звеньев механизма от входа к выходу уменьшается, происходит замедление движения. Такой механизм называется **редуктором** ($i \geq 1$). Механизм с передаточным отношением $i < 1$ называется **мультипликатором**. На выходе из него частота вращения возрастает.

2.2. Расчет основных геометрических параметров зубчатых колес

Для цилиндрической прямозубой пары колес (см. рис. 1) рассчитываются:

диаметры делительных окружностей $d = mz$;

диаметры окружностей вершин зубьев $d_a = d + 2m$;

диаметры окружностей впадин зубьев $d_f = d - 2,5m$.

Межосевое расстояние $a_w = (d_1 + d_2)/2$ (d_1 — шестерня; d_2 — колесо). Диаметры и межосевое расстояние определяют с точностью до 0,01.

Рабочая ширина венца $b_w = \psi_{ba} a_w$, где ψ_{ba} — относительная ширина зубчатого венца колеса, имеет важное значение для компоновки механизма и влияет на габаритные и массовые характеристики. С ее уменьшением увеличиваются радиальные габариты передачи, с увеличением — осевые габариты. Кроме того, при увеличении ψ_{ba} возрастают нагрузки на валы, что приводит к необходимости выполнять их более жесткими. В расчетах можно выбрать $\psi_{ba} = 0,15 \div 0,3$ (причем большее значение при твердости зубьев $HV < 350$, меньшее при $HV > 350$). Твердость поверхности зубьев будет зависеть от выбора конструкционного материала для изготовления зубчатых колес, см. разд. 2.4.

Действительная ширина зубчатых венцов b_1 и b_2 получается округлением значения b_w в сторону увеличения по ГОСТ 6636-69 «Нормальный ряд линейных размеров» (табл. 3). Учитывая возможное осевое смещение зубчатых колес при сборке, шестерню выполняют шире (примерно на величину модуля m). Обычно $b_1 = b_2 + m$, так как это лучше с точки зрения уменьшения массы передачи.

Необходимо провести расчеты основных геометрических размеров колес z_1, z_2, z_2', z_3 , двух межосевых расстояний $a_{w_{1-2}}, a_{w_{2-3}}$, а также рассчитать и округлить до нормальных линейных размеров две рабочие ширины зубчатых венцов пар $z_1 - z_2$ и $z_2' - z_3$ — соответственно $b_{w_{1-2}}, b_{w_{2-3}}$.

Таблица 3

Ra5	Ra10		Ra20				Ra40							
1,0	1,0	1,2	1,0	1,1	1,2	1,4	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	1,3	1,4	1,5
1,6	1,6	2,0	1,6	1,8	2,0	2,2	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4
2,5	2,5	3,2	2,5	2,8	3,2	3,6	2,5	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8
4,0	4,0	5,0	4,0	4,5	5,0	5,6	4,0	4,2	4,5	4,8	5,0	5,3	5,6	6,0
6,3	6,3	8,0	6,3	7,1	8,0	9,0	6,3	6,7	7,1	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5
10	10	12	10	11	12	14	10	10,5	11	11,5	12	13	14	15
16	16	20	16	18	20	22	16	17	18	19	20	21	22	24
25	25	32	25	28	32	36	25	26	28	30	32	34	36	38
40	40	50	40	45	50	56	40	42	45	48	50	53	56	60
63	63	80	63	71	80	90	63	67	71	75	80	85	90	95
100	100	125	100	110	125	140	100	105	110	120	125	130	140	150
160	160	200	160	180	200	220	160	170	180	190	200	210	220	240
250	250	320	250	280	320	360	250	260	280	300	320	340	360	380

Затем рассчитать действительную ширину зубьев: b_1, b_2 и b_2' и b_3 и также округлить по ГОСТ 6636-69.

2.3. Силовой расчет

Силовой расчет дает знание величины мощностей P и вращающих моментов T на валах механизма, а также сил, действующих в зацеплении цилиндрических прямозубых зубчатых колес.

Мощность на входе ПМ равна $P_{вх} = P_1$; ее величина задана в исходных данных. Мощность затрачивается на совершение полезной работы (приведение ИО в движение) и на преодоление сил «вредного» сопротивления (сил трения). Потери на трение оцениваются коэффициентом полезного действия механизма (КПД):

$$\eta_{мех} = \eta_{1-3}.$$

Выделяют два вида потерь: потери на трение в зацеплении и потери на трение в опорах.

В зацеплении зубьев зубчатых колес в основном реализуется трение качения и потери на трение малы. КПД зацепления в одной ступени принимается равным $\eta_{ст} = 0,96 \dots 0,98$.

При оценке потерь на трение в опорах валов рассчитываются КПД пары подшипников на каждом валу — $\eta_{подш}$.

Для расчетов можно принять: $\eta_{подш}$ пары подшипников качения $0,996 \div 0,998$, для подшипников скольжения $\eta_{подш} = 0,93 \div 0,96$.

Ввиду того, что механизм — последовательная цепь звеньев, справедливы соотношения

$$\eta_{\text{мех}} = \eta_{1-3} = \eta_{1-2} \cdot \eta_{\text{подш}} \cdot \eta_{2'-3} \cdot \eta_{\text{подш}} = \eta_{\text{ст}}^2 \cdot \eta_{\text{подш}}^2;$$

$\eta_{1-2} \cdot \eta_{\text{подш}} = \eta_{\text{ст}} \cdot \eta_{\text{подш}}$ — КПД первой ступени (пара $z_1 - z_2$);

$\eta_{2'-3} \cdot \eta_{\text{подш}} = \eta_{\text{ст}} \cdot \eta_{\text{подш}}$ — КПД второй ступени (пара $z_2' - z_3$).

Мощность P_2 на втором валу 2 после первой ступени

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{1-2} \cdot \eta_{\text{подш}}.$$

С учетом отводимой мощности $P'_{\text{вых}} = P'_2$ на вспомогательный механизм мощность на третьем валу 3 после второй ступени P_3

$$P_3 = (P_2 - P'_2) \cdot \eta_{2'-3} \cdot \eta_{\text{подш}}.$$

Общий вывод: мощность от входа к выходу в механизме уменьшается за счет преодоления сил трения.

Для вращающего момента справедливо соотношение $T = 9550 \frac{P}{n}$

(где T — вращающий момент [Н·мм]; P — мощность [Вт]; n [об/мин] — частота вращения).

Таким образом, $T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}$ — вращающий момент на входном валу 1.

ном валу 1.

На втором (промежуточном) валу (2) $T_2 = T_1 \cdot u_{1-2} \cdot \eta_{1-2} \cdot \eta_{\text{подш}}$ — вращающий момент после зацепления пары $z_1 - z_2$.

Далее движение передается на вал 3 через зацепление пары $z_2' - z_3$. Однако следует учесть, что часть мощности $P'_{\text{вых}} = P'_2$ отводится на вспомогательный механизм. Вращающий момент соответственно равен $T'_2 = 9550 \frac{P'_2}{n_2}$.

ственно равен $T'_2 = 9550 \frac{P'_2}{n_2}$.

Оставшаяся часть момента $T_2 - T'_2$ передается на вал 3.

$$T_3 = (T_2 - T'_2) \cdot u_{2'-3} \cdot \eta_{2'-3} \cdot \eta_{\text{подш}}.$$

Общий вывод: вращающий момент T в редукторе, как в замедляющей передаче, по мере продвижения от входа к выходу увеличивается в передаточное число раз и уменьшается за счет потерь на трение, уровень которых оцениваются коэффициентом полезного действия механизма.

При работе передачи зубья ведущего колеса давят на зубья ведомого колеса, а сами испытывают такую же силу противодействия (III закон Ньютона). Нагрузка распределяется по длине контактной линии на боковой стороне зуба. Для удобства последующих расчетов распределенную нагрузку заменяют сосредоточенной силой F_n (без учета трения). При этом полагают, что она приложена посередине ширины зуба (в срединной плоскости зуба) перпендикулярно (нормально) поверхности зуба вдоль линии зацепления (рис. 5).

Нормальную силу F_n можно разложить на два направления: по касательной F_t , по радиусу F_r . Соответственно F_t — окружная сила, F_r — радиальная сила.

$$F_t = \frac{T}{d/2}; \quad F_r = F_t \cdot \text{tg} \alpha_w; \quad F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}.$$

Для стандартного угла зацепления ($\alpha_w = 20^\circ$) $\text{tg} 20^\circ = 0,364$.

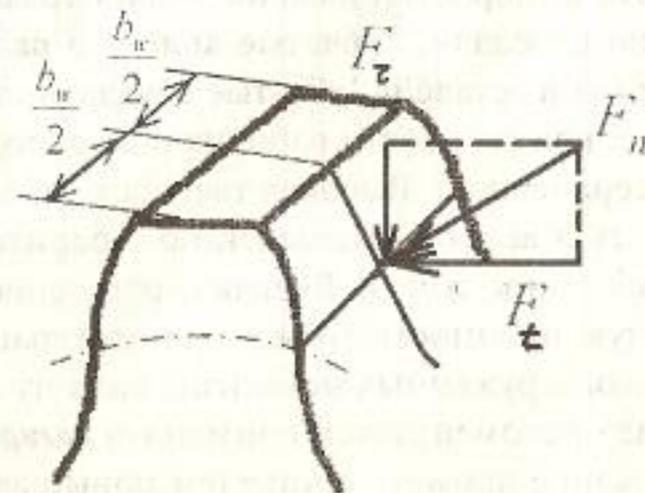


Рис. 5

Для каждого зубчатого колеса необходимо подставлять в формулы свои значения момента и диаметра (рис. 6). Значения уси-

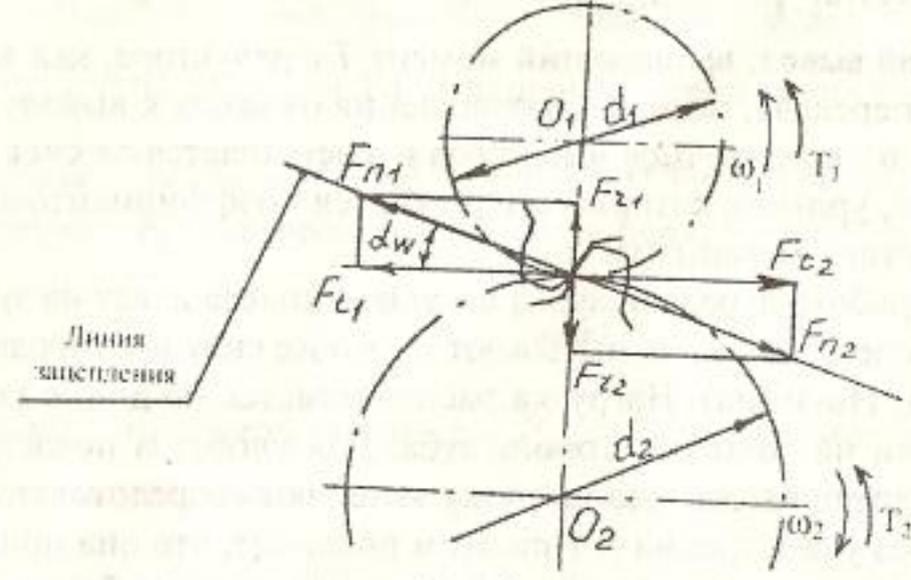


Рис. 6

лий F_{1-2} ; F_{1-2} ; F_{2-3} ; F_{2-3} (нижние индексы у сил означают номер звена, откуда и куда передается сила) в дальнейшем будут являться исходными нагрузками при проведении проверочного расчета на прочность промежуточного вала редуктора и расчета подшипников на долговечность.

2.4. Выбор материалов

Обоснованный выбор материала позволяет создать рациональную конструкцию передачи. Зубчатые колеса и валы механизмов ЛА изготавливаются из сталей. Зубчатые передачи по условиям работы требуют высокой твердости рабочих поверхностей (боковых) зубьев и вязкой сердцевины. Высокая твердость обеспечивает контактную прочность и ведет к уменьшению габаритов и массы передачи, уменьшает износ зубьев. Вязкая сердцевина благоприятно влияет на изгибную прочность зубьев и предотвращает их излом. В средне- и высоконагруженных механизмах для изготовления зубчатых колес и вала рекомендуется применять легированные стали (табл. 4). Легирование хромом и никелем повышает прочность и износостойкость, но соответственно растет стоимость материала

Таблица 4

Марка стали ГОСТ 4543-71	Термообработка (ТО)*	ТВЕРДОСТЬ		ТВЕРДОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ	σв	σс	τт	Предел выносливости		Относительная стоимость (ст45 - 100%)	Рекомендуемое применение						
		сердцевины	НВ (HRC)					МПа	Кручение τ _к , МПа								
40ХН	Н, У	180	(45÷55)	280	930	690	395	350	210	1,87	Для малых и средних размеров, умеренных динамических и вибрационных нагрузок, диапазон температур (-60 °С ÷ 300 °С)						
	ОЗ,НО				1050	850	490	420	250	1,56							
30ХГСА	ПЗ,НО	250..... ...350	(48..53)		920	750	430	410	235	2,18	Высокоответственные детали, умеренные вибрационные и динамические нагрузки						
		230										685	490	294	360	216	1,7
		290										910	765	459	440	264	1,8
12Х2Н4А	У		269		1150	950	540	570	345	2÷3	При требованиях повышенной выносливости, диапазон температур (-70 °С ÷ 300 °С)						
												320	1660	1560	936	470	282
40ХН2МА (40ХНМА)	У		330		1080	930	530	480	290	2,6	То же, но более высокая ударная вязкость, выносливость ниже						

В столбце с * (термообработка) приняты обозначения: Н — нормализация; У — улучшение; ОЗ — объемная закалка; ПЗ — поверхностная закалка; НО — низкий отпуск.

(включение никеля до 4% повышает стоимость в пять-шесть раз). Поэтому выбор материала должен учитывать условия работы передачи, уровень передаваемых мощностей и, как следствие, напряженно-деформированное состояние деталей механизма, а также возможности совершенствования конструкции (рациональный выбор размеров). Следует учитывать, что механические свойства одного и того же материала могут значительно различаться по величине. Это объясняется тем, что они зависят от вида заготовки (прокат, поковка и т.д.), ее размеров, от вида режима и технологии термической (ТО) и химикотермической обработки (ХТО). В качестве материалов для зубчатых колес и валов *проектируемого редуктора* рекомендуется использовать легированные хромоникелевые стали с поверхностной твердостью $HV < 350$.

Корпус передачи предназначен для размещения и закрепления опор валов, защиты деталей передачи от воздействия окружающей среды и является весьма ответственной конструкцией. В процессе работы он воспринимает через опоры валов (подшипники) все усилия, возникающие в передаче. Для обеспечения надежной работы корпус должен быть достаточно *прочным и жестким*.

При проектировании корпуса следует учитывать многие требования, в первую очередь технологию его изготовления, удобство осмотра и регулировки передач и муфт в процессе эксплуатации. Обычно корпуса силовых механизмов и корпусные детали (крышки подшипников) изготавливают литыми, что дает возможность получить сложную конфигурацию при минимальной массе и малой трудоемкости. Для корпусов передач ЛА рекомендуются алюминиевые и магниевые сплавы. *Сплавы алюминия* обладают высокой коррозионной стойкостью, хорошо обрабатываются резанием, давлением. Сплавы алюминия и магния, благодаря малой плотности, характеризуются высокой удельной прочностью. *Магниевые сплавы* склонны к поверхностному окислению, поэтому требуют специальной защиты поверхности от разрушения.

Рекомендуемые марки материала для корпуса и корпусных деталей, фрагменты которого должны быть представлены в конструкции узла промежуточного вала редуктора: алюминиевые литейные сплавы для средненагруженных механизмов — АЛЗ, АЛ6, АЛ9, литейные магниевые сплавы — МЛ2, МЛ3, МЛ4, МЛ5, МЛ6.

2.5. Проектировочный расчет валов механизма

Валы предназначены для установки и крепления на них вращающихся деталей (элементов передаточных механизмов — зубчатых и червячных колес, полумуфт и др.). Валы передают вращающие моменты и соответственно нагрузки от этих деталей через опоры на корпус механизма. В процессе проектирования конструктивные размеры валов точно определить нельзя из-за отсутствия достоверной информации о величинах изгибающих моментов, действующих в поперечных сечениях валов. Нагрузки на валах возникают от сил в зацеплении зубчатых колес: окружных F_t , радиальных F_r . На промежуточный вал 2 механизма будут действовать силы от зацепления пары z_1-z_2 ($F_{t_{1-2}}, F_{r_{1-2}}$) и зацепления z_3-z_2 ($F_{t_{3-2}}, F_{r_{3-2}}$). Эти силы вызывают две деформации валов: изгиб и кручение. Величины передаваемых вращательных моментов известны из силового расчета разд. 2.3.

Проектировочный расчет валов сводится к приближенному определению его диаметра в наиболее нагруженном сечении

$$d_b = K \sqrt[3]{\frac{T}{\sigma_{-1}(1-c^4)}} \quad [\text{мм}], \quad (1)$$

где T — передаваемый валом наибольший вращающий момент, Н·мм; σ_{-1} — предел выносливости материала вала, МПа (см. разд. 2.4.); K — коэффициент, учитывающий положение зубчатых колес относительно подшипников (табл. 5); $c = \frac{d_0}{d}$ — отношение диаметра отверстия к наружному диаметру для полого вала. Значения c задаются в пределах 0,5...0,85. Если вращающий момент на валу не превышает 10000 Н·мм, целесообразно выполнять вал сплошным ($c = 0$).

По формуле (1) необходимо определить диаметры валов: $d_{в1}$ — входного, $d_{в2}$ — промежуточного и $d_{в3}$ — выходного.

Таблица 5

Вал, ось	Значение коэффициента K		
	Положение зубчатых колес относительно подшипников		
	Симметричное	Несимметричное	Консольное
Быстроходный и промежуточный	3,8	4,0	4,4
Тихоходный и выходной	3,0	3,1	3,2

Значение диаметра $d_{в2}$ промежуточного вала в дальнейшем будет являться ориентиром при конструировании.

3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРОМЕЖУТОЧНОГО УЗЛА ВАЛА РЕДУКТОРА

Одним из основных и наиболее поучительных для конструирования узлов в передаточных механизмах является вал с насаженными на него деталями: зубчатыми колесами, подшипниками, распорными кольцами, уплотнительными устройствами и т.д. Конструирование узла вала начинают с установления формы и конструктивных размеров основных деталей, входящих в узел. Необходимая информация получена предварительно в процессе кинематического расчета, определения основных геометрических размеров зубчатых колес, проектировочного расчета валов (см. разд. 2.1—2.5). Сначала выполняют эскизы зубчатых колес, сидящих на валу по основным размерам ($d_2, d_{a2}, d_{f2}, b_2, d_2', d_{a2}', d_{f2}', b_2'$) а также используя рекомендации, которые выработаны на основе практики инженеров-конструкторов (см. разд. 3.1). Взяв за основу полученный ориентировочно диаметр вала $d_{в2}$, приступают к разработке его конструктивной формы (см. разд. 3.2).

По форме внешней поверхности валы делятся на *гладкие* и *ступенчатые* или *фасонные*. Гладкие валы проще в изготовлении,

но имеют большую массу. Применяют их в основном в ненагруженных малоразмерных кинематических механизмах. Ступенчатые валы менее технологичны в изготовлении, но более удобны при сборке. Каждая деталь свободно проходит на свое место, и с одной стороны обеспечивается ее осевая фиксация. В силовых механизмах используются в основном ступенчатые валы.

Полученный в проектировочном расчете диаметр вала $d_{в2}$ округляют до ближайшего стандартного размера (см. табл. 3). Вал выполняется ступенчатым так, чтобы каждая насаживаемая деталь свободно проходила на свое место. Затем подбирают ближайшие стандартные диаметры вала под подшипники. Длина цапфы (см. разд. 3.2) соответствует ширине стандартного подшипника, выбранного для вала вначале ориентировочно. В первом приближении рекомендуется ориентироваться на шариковый однорядный подшипник легкой или средней серии (см. разд. 3.4). В дальнейшем после проверочных расчетов может оказаться, что необходимо перейти на другой тип подшипника или выбрать другую серию. Тогда в размеры вала и опорного места в корпусе вносятся соответствующие коррективы.

После подбора подшипников валу придается конструктивная форма в соответствии с кинематической схемой механизма. Решаются вопросы о способе передачи вращающего момента с зубчатых колес на вал (пара $z_1—z_2$) и с вала на зубчатое колесо (пара $z_2—z_3$), т.е. выбирают вид соединения колес с валом (см. разд. 3.3). Рассматривается возможность создания монолитной конструкции, когда зубчатое колесо выполняется за одно целое с валом.

Промежуточный вал 2 одним концом выходит из корпуса механизма. В этом случае необходимо обеспечить надежное уплотнение подшипникового узла на валу. Выбор уплотнительного устройства связан с величиной окружной скорости скольжения вала в уплотнении, с эксплуатационными условиями работы механизма (см. разд. 3.5). Затем оформляется конструкция выходного конца вала под полумуфту. Фрагменты корпуса, состоящего из двух частей (разъемный корпус — для обеспечения сборки механизма), а также крышки подшипников конструируются по примерам (см. разд. 3.6). Крышки крепятся к корпусу стандартными винтами или

Таблица 5

Вал, ось	Значение коэффициента K		
	Положение зубчатых колес относительно подшипников		
	Симметричное	Несимметричное	Консольное
Быстроходный и промежуточный	3,8	4,0	4,4
Тихоходный и выходной	3,0	3,1	3,2

Значение диаметра $d_{в2}$ промежуточного вала в дальнейшем будет являться ориентиром при конструировании.

3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРОМЕЖУТОЧНОГО УЗЛА ВАЛА РЕДУКТОРА

Одним из основных и наиболее поучительных для конструирования узлов в передаточных механизмах является вал с насаженными на него деталями: зубчатыми колесами, подшипниками, распорными кольцами, уплотнительными устройствами и т.д. Конструирование узла вала начинают с установления формы и конструктивных размеров основных деталей, входящих в узел. Необходимая информация получена предварительно в процессе кинематического расчета, определения основных геометрических размеров зубчатых колес, проектировочного расчета валов (см. разд. 2.1—2.5). Сначала выполняют эскизы зубчатых колес, сидящих на валу по основным размерам ($d_2, d_{a2}, d_{f2}, b_2, d_2', d_{a2}', d_{f2}', b_2'$) а также используя рекомендации, которые выработаны на основе практики инженеров-конструкторов (см. разд. 3.1). Взяв за основу полученный ориентировочно диаметр вала $d_{в2}$, приступают к разработке его конструктивной формы (см. разд. 3.2).

По форме внешней поверхности валы делятся на *гладкие* и *ступенчатые* или *фасонные*. Гладкие валы проще в изготовлении,

но имеют большую массу. Применяют их в основном в ненагруженных малоразмерных кинематических механизмах. Ступенчатые валы менее технологичны в изготовлении, но более удобны при сборке. Каждая деталь свободно проходит на свое место, и с одной стороны обеспечивается ее осевая фиксация. В силовых механизмах используются в основном ступенчатые валы.

Полученный в проектировочном расчете диаметр вала $d_{в2}$ округляют до ближайшего стандартного размера (см. табл. 3). Вал выполняется ступенчатым так, чтобы каждая насаживаемая деталь свободно проходила на свое место. Затем подбирают ближайшие стандартные диаметры вала под подшипники. Длина цапфы (см. разд. 3.2) соответствует ширине стандартного подшипника, выбранного для вала вначале ориентировочно. В первом приближении рекомендуется ориентироваться на шариковый однорядный подшипник легкой или средней серии (см. разд. 3.4). В дальнейшем после проверочных расчетов может оказаться, что необходимо перейти на другой тип подшипника или выбрать другую серию. Тогда в размеры вала и опорного места в корпусе вносятся соответствующие коррективы.

После подбора подшипников валу придается конструктивная форма в соответствии с кинематической схемой механизма. Решаются вопросы о способе передачи вращающего момента с зубчатых колес на вал (пара $z_1—z_2$) и с вала на зубчатое колесо (пара $z_2—z_3$), т.е. выбирают вид соединения колес с валом (см. разд. 3.3). Рассматривается возможность создания монолитной конструкции, когда зубчатое колесо выполняется за одно целое с валом.

Промежуточный вал 2 одним концом выходит из корпуса механизма. В этом случае необходимо обеспечить надежное уплотнение подшипникового узла на валу. Выбор уплотнительного устройства связан с величиной окружной скорости скольжения вала в уплотнении, с эксплуатационными условиями работы механизма (см. разд. 3.5). Затем оформляется конструкция выходного конца вала под полумуфту. Фрагменты корпуса, состоящего из двух частей (разъемный корпус — для обеспечения сборки механизма), а также крышки подшипников конструируются по примерам (см. разд. 3.6). Крышки крепятся к корпусу стандартными винтами или

шпильками. Все резьбовые соединения должны иметь стопорение (предотвращение от самоотвинчивания). В предположении, что длина вала L не больше (10—12) средних диаметров вала, в осевом направлении вал можно зафиксировать в корпусе по схеме «враспор» (рис. 7). Для предотвращения защемления тел качения от температурных деформаций, а также для регулировки зацепления предусматривается зазор a в пределах 0,15—0,5 мм (на рабочих чертежах не указывается). Зазор регулируется с помощью комплекта регулировочных прокладок (5—6 шт., каждая толщиной 0,1—0,15 мм) или регулировочным кольцом — поз. 1 на рис. 7.

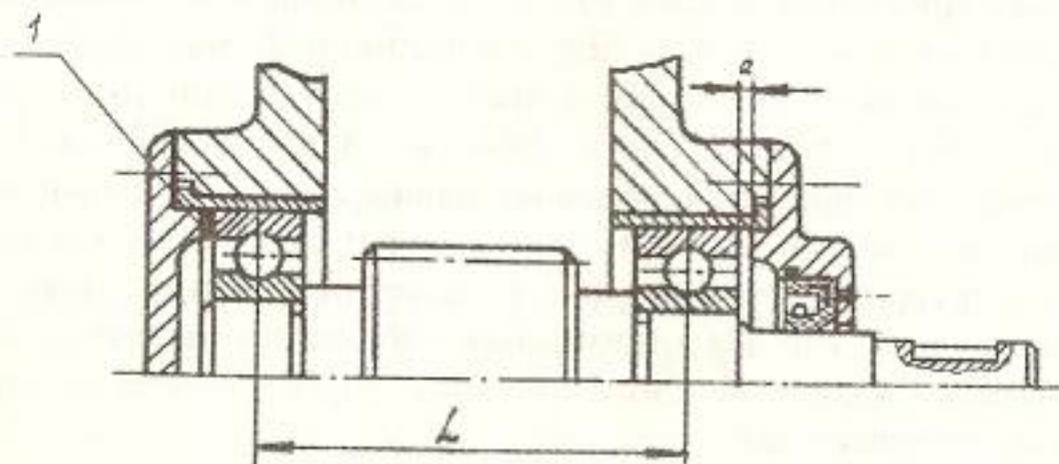


Рис. 7

В процессе конструирования узла вала выявляется необходимость выбора дополнительных размеров, не определяемых расчетом. Эти размеры выбираются из конструктивных соображений и в соответствии с существующими рекомендациями. Величины зазоров Δ между деталями в редукторах связаны обычно с толщиной стенки корпуса δ , если нет дополнительных ограничений по компоновке механизма в целом.

Толщину стенок корпуса редуктора принимают равной $\delta = 0,025a_{w \max} + (2+4)$ мм. Минимальное значение зазоров $\Delta \geq (1...1,5) \delta$.

После того, как узел вала спроектирован, проводятся проверочные расчеты: вала на прочность (см. разд. 4.1); подшипников на долговечность (см. разд. 4.2) и соединений для передачи вращающих моментов (см. разд. 4.3). Если в результате расчетов ока-

жется необходимым изменить проверяемые размеры в большую или меньшую сторону, в эти размеры вносятся соответствующие коррективы и узел становится конструктивно проработанным. Примеры конструкторских решений приведены на рис. 8—14.

На рис. 8 оба зубчатых колеса соединяются с валом с помощью призматических шпонок. На выходном конце вала предусмот-

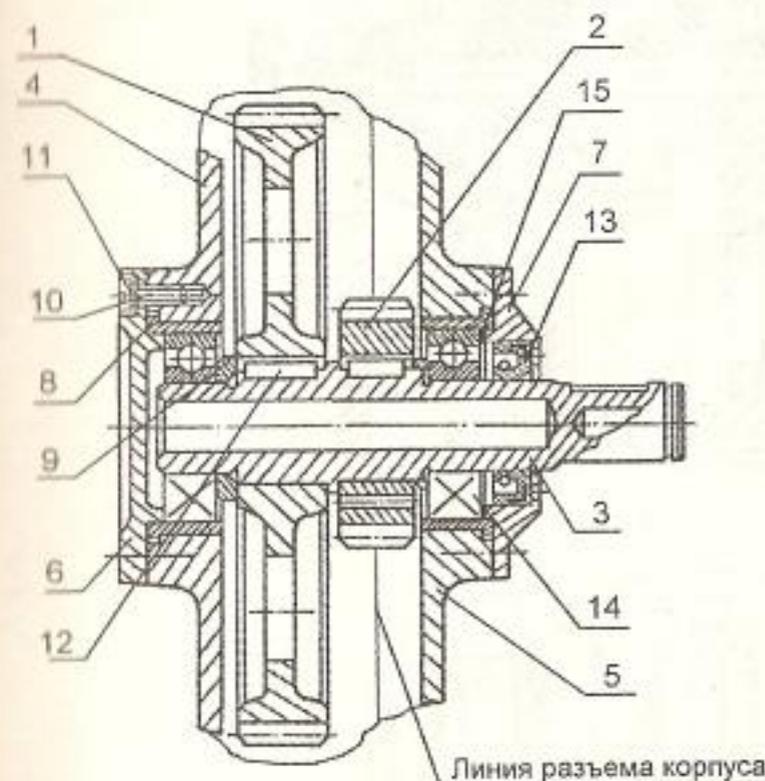


Рис. 8

Детали

- 1. Зубчатое колесо Z_2
- 2. Зубчатое колесо Z_2'
- 3. Вал
- 4. Корпус
- 5. Крышка корпуса
- 6. Крышка подшипника
- 7. Крышка подшипника
- 8. Стакан
- 9. Кольцо

Стандартные изделия

- 10. Винт
- 11. Шайба
- 12. Шпонка
- 13. Манжета
- 14. Подшипник
- 15. Регулировочные прокладки (комплект)

рен паз под призматическую шпонку для крепления полумуфты или зубчатого колеса. На рис. 9 показана аналогичная конструкция, только вместо призматических шпонок используются сегментные.

На рис. 10 меньшее зубчатое колесо изготовлено за одно целое с валом, большее колесо крепится к валу посредством круглой шпонки. На выходном конце вала выполнены эвольвентные шлицы.

На рис. 11 большее зубчатое колесо соединяется с валом радиальным штифтом, а на выходном участке вала предусмотрено отверстие для установки радиального штифта.

На рис. 12 используется эвольвентное шлицевое соединение большего зубчатого колеса с валом и на выходном конце вала нарезаны также эвольвентные шлицы.

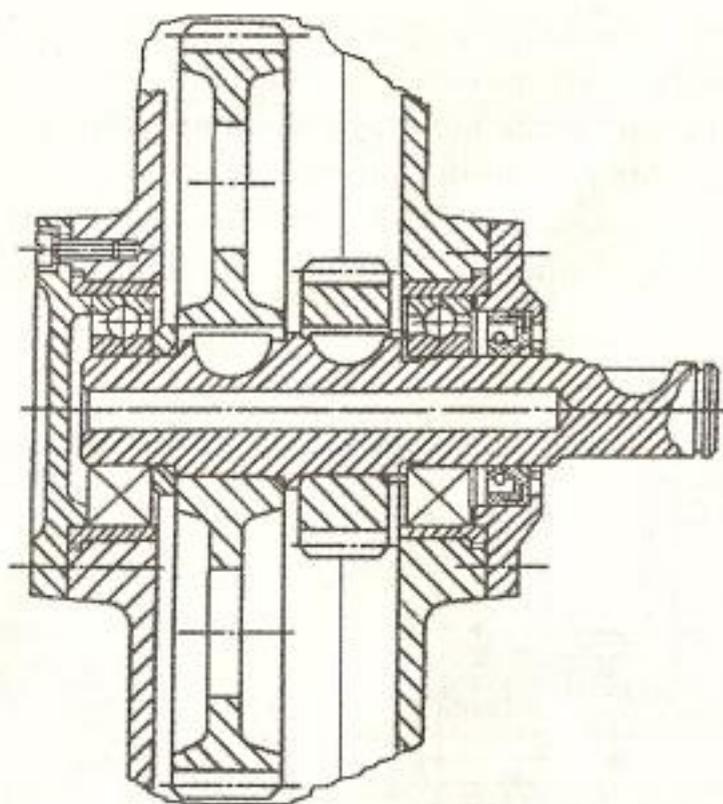


Рис. 9

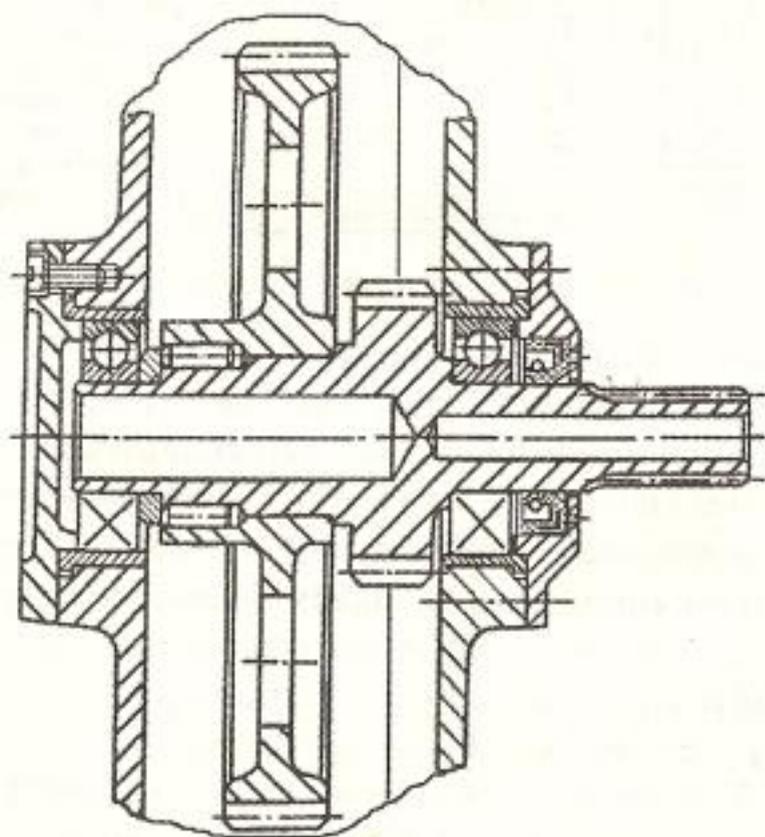


Рис. 10

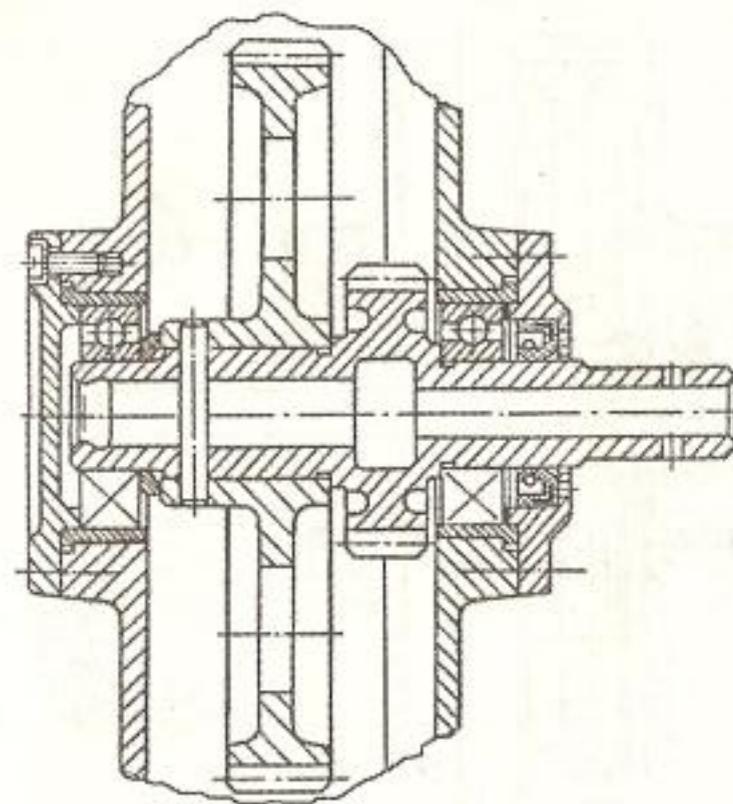


Рис. 11

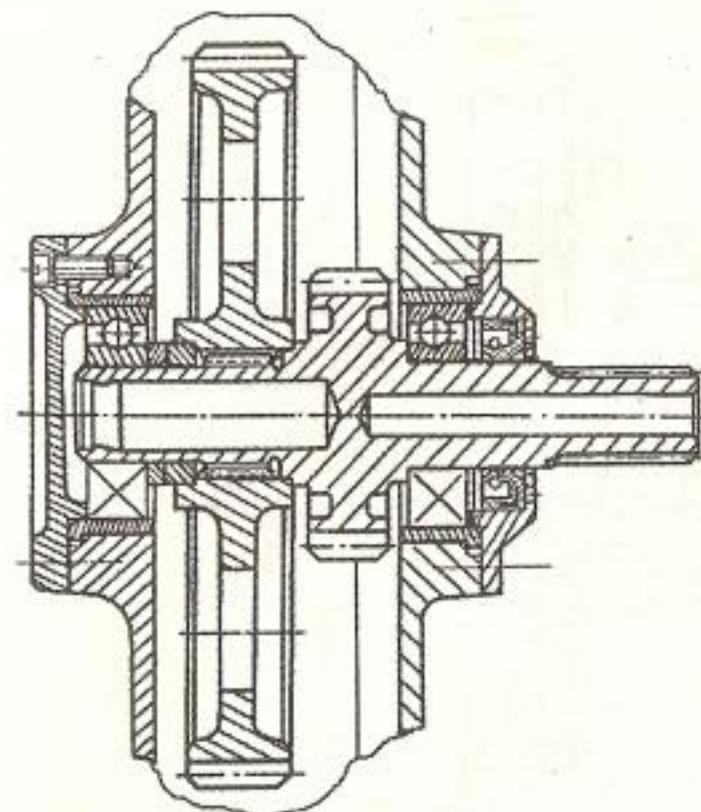


Рис. 12

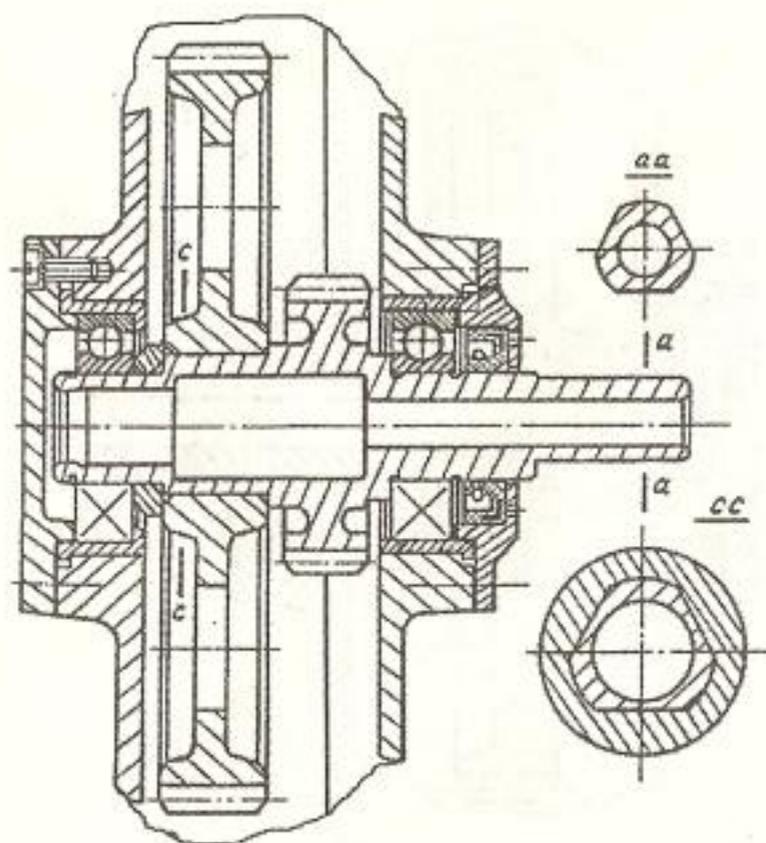


Рис. 13

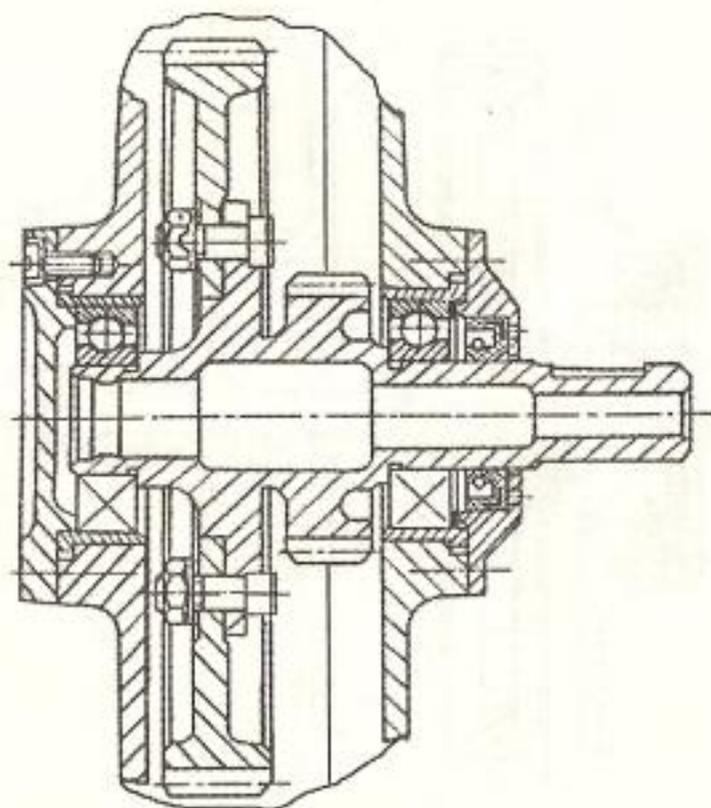


Рис. 14

На рис. 13 показана конструкция, в которой используется профильное соединение большого зубчатого колеса с валом (сеч. *c-c*). Поперечное сечение выходного конца вала (сеч. *a-a*) выполнено также для образования профильного соединения.

На рис. 14 вращающий момент от большого зубчатого колеса к валу передается с помощью фланцевого соединения.

3.1. Конструирование зубчатых колес

Форма и размеры зубчатых колес должны обеспечивать работоспособность механизма. Обоснованно сформулированные конструктивные и технологические требования к деталям позволяют оценить вариант конструкторского решения, подумать о путях улучшения, совершенствования с позиций наиболее полного соответствия требованиям.

С этих позиций предпочтительно выполнение зубчатого колеса за одно целое с валом — монолитная конструкция. Любое соединение снижает надежность конструкции и является потенциальным источником отказа. Однако это должно быть технологически оправдано. При серийном производстве монолитную конструкцию применяют, если диаметр зубчатого колеса d_a соизмерим с диаметром вала d_b : $d_a \leq (2,5 + 3)d_b$ или если заготовка может быть получена операцией высадки на ковочной машине, что снизит объем последующей механической обработки. При единичном производстве (передаточные механизмы космических систем), где снижение массы и повышение надежности играет решающую роль, монолитную конструкцию применяют чаще.

В отдельно изготавливаемых колесах (насадных) имеется центральное отверстие для насаживания на вал. В зубчатых колесах можно выделить следующие конструктивные элементы: зубчатый венец, обод, ступицу, насаживаемую на вал, и диск, соединяющий обод со ступицей (рис. 15). Для соединения ступицы с валом используются шпоночные, штифтовые, шлицевые и др. соединения (см. разд. 3.3). Если для передачи вращательного момента используют шпоночное соединение, то следует иметь в виду ограничение на минимальное расстояние x от впадин зубьев до шпоночной канавки (рис. 16), $x \geq 2,5m$.

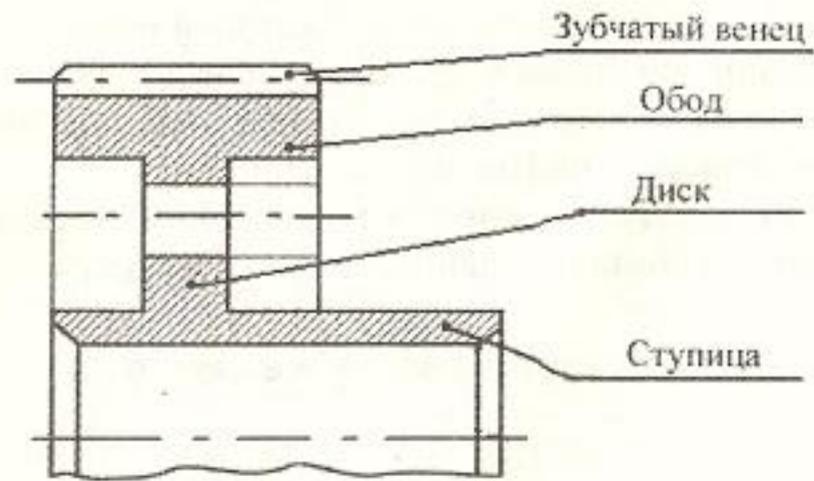


Рис. 15

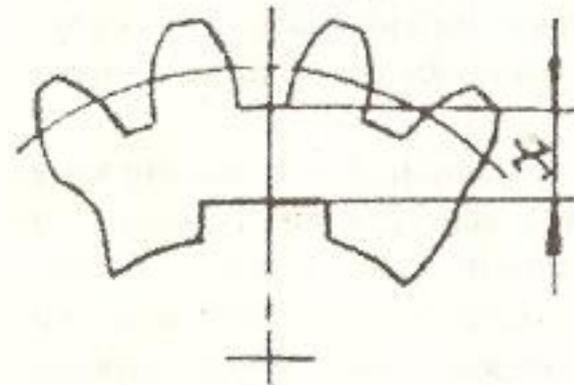


Рис. 16

Зубчатое колесо изготавливают сплошным (без диска, обода), если диаметр колеса d_a ненамного больше диаметра вала d_B (рис. 17, а) или когда колесо очень узкое $b \ll d_a$ (рис. 17, б).

Конструкции элементов механически обработанных цилиндрических насадных и монолитных колес представлены на

рис. 18. На рис. 18, а показана конструкция насадной шестерни, когда ее диаметр незначительно превышает диаметр вала. В этом слу-

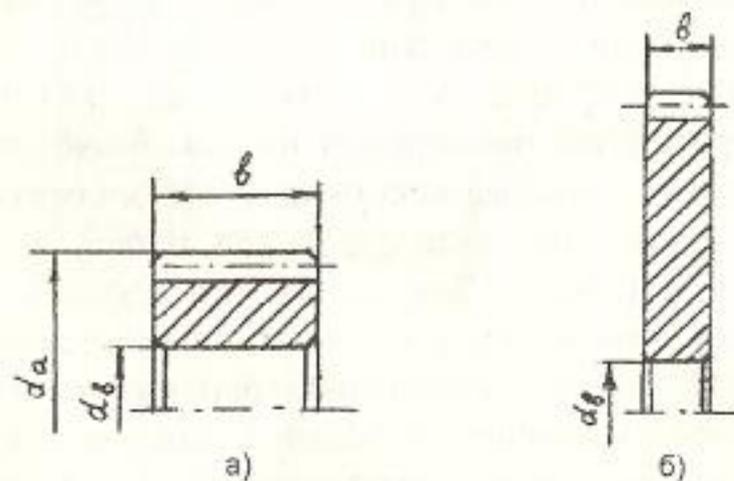


Рис. 17

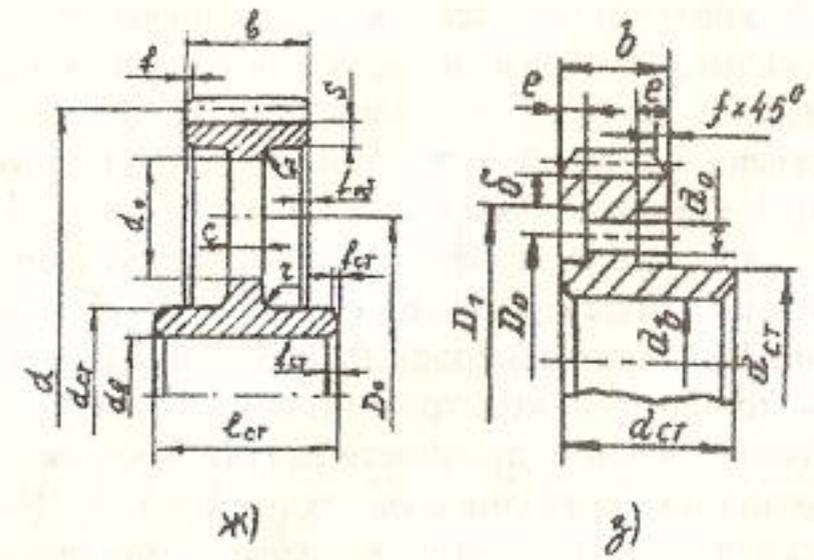
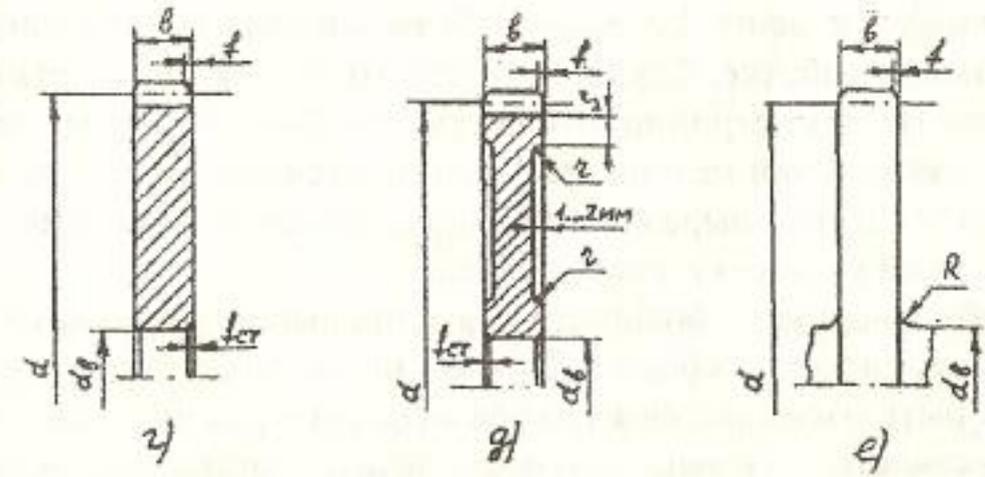
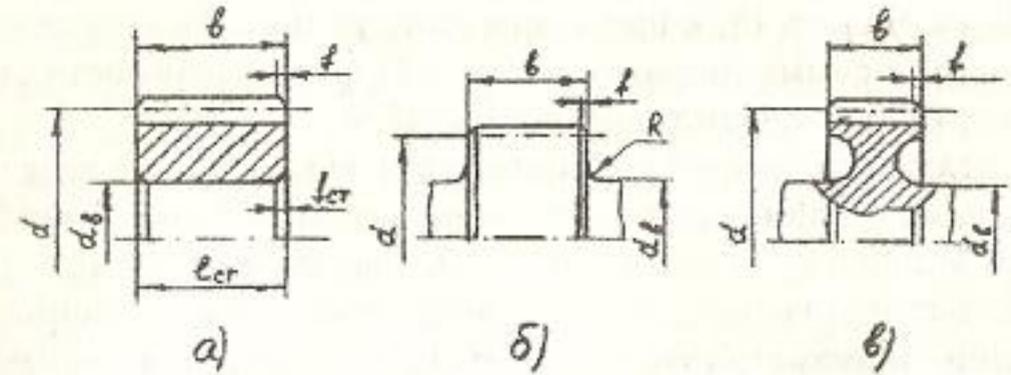


Рис. 18

чае более рациональной является монолитная конструкция (рис. 18, б и рис. 18, в). Зубчатые колеса относительно большого диаметра изготавливают насадными (рис. 18, г и рис. 18, д) или за одно целое с валом при высоких требованиях обеспечения надежности

(рис. 18,е). На рис. 18,ж приведена конструкция насадного зубчатого колеса с симметричной ступицей. При необходимости ступица может быть несимметричной (рис. 18,з).

С целью повышения точности установки колеса на валу и для размещения соединения с валом длину ступицы выполняют больше, чем ширина зубчатого венца b_w . Длина ступицы $l_{CT} = (0,8 \div 1,5)d_B$ должна быть согласована с размерами элементов соединения вала со ступицей. Диаметр ступицы $d_{CT} = (1,35 \div 1,55)d_B$, причем необходимо, чтобы минимальная толщина ступицы в радиальном направлении была не менее 1,5 мм во избежание деформации при механической обработке. Ступицу зубчатого колеса предпочтительно располагать симметрично относительно зубчатого венца. Если условия компоновки механизма диктуют несимметричность, то она должна быть ярко выраженной для исключения возможности неправильной установки колеса на вал.

Зубчатые колеса большого диаметра выполняют с ярко выраженными диском и ободом. Причем по условию прочности диск может быть очень тонким (в виде мембраны), однако для придания жесткости диск выполняют большей толщины. Толщина диска $S = (0,2 \div 0,3)b$. Увеличение массы компенсируют отверстиями (4...6 отв.) большого диаметра в диске, которые одновременно служат для закрепления заготовки на станке при обработке. Диаметр места расположения отверстий $D_0 = 0,5(d + d_{CT})$, диаметр отверстий $d_0 = 0,35(d - d_{CT})$, толщина обода $S = (2 \div 3)m$.

Места сопряжения диска с ободом и со ступицей выполняют в виде галтельного перехода с радиусом $r = 0,6 \div 2$ мм (большие значения для колес больших размеров). Радиус сопряжения диска с валом в случае монолитной конструкции выбирают максимально возможным для обеспечения прочности вала (снижения концентрации напряжения на переходных участках) $R > 0,1d_B$. На торцах зубчатого венца для предотвращения скола частиц металлов выполняют фаски $f = 0,5m \cdot 45^\circ$.

На торцевых поверхностях валов и их ступеней выполняют заходные фаски для обеспечения посадки зубчатых колес. Размеры фасок f_{CT} назначают в зависимости от диаметра вала d : $f_{CT} = 0,5 \dots 1$ мм при $d = 5 \div 10$ мм; $f_{CT} = 1,0 \dots 1,5$ мм при $d = 10 \div 20$ мм и $f_{CT} = 1,5$ мм при $d > 20$ мм. Наружный диаметр ступицы и внут-

ренний диаметр обода также снабжают фасками f_{OB} и их делают того же размера, что и фаска f_{CT} . Если зубчатое колесо предназначено для насаживания на вал с упором в буртик вала (рис. 19,а), величина фаски на ступице f_{CT} должна быть больше радиуса галтели вала

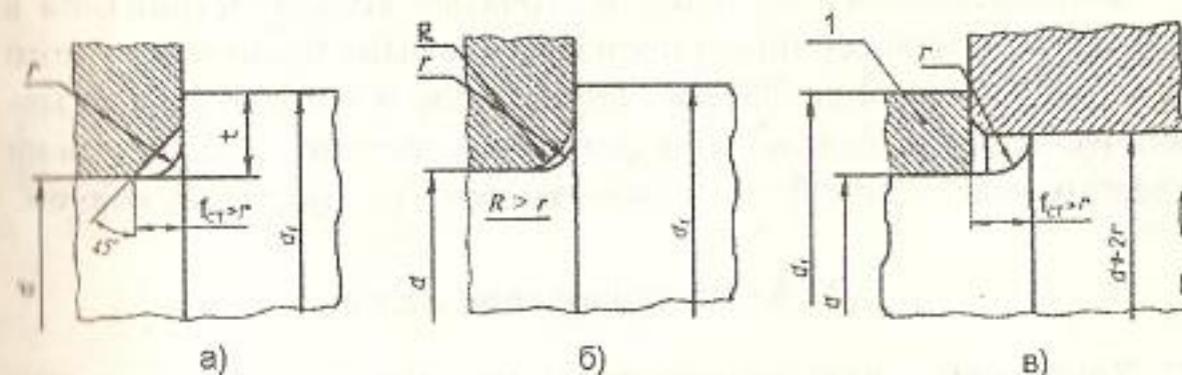


Рис. 19

r около буртика (если фаска окажется меньше радиуса галтели вала, контакта торца ступицы с буртиком не будет) (табл. 6). Если сопряженная с валом деталь имеет не фаску, а радиус скругления R (рис. 19,б), то для нормальной работы соединения необходимо, что-

Таблица 6

d	12...19	20...28	30...48
r	1,0	1,6	2,0
$R; f_{CT}$	1,6	2,0	2,5

Таблица 7

1	0,10	-	0,16	-	0,25	-	0,40	-	0,60	-	1,0	-
	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80	1,0	1,2
2	1,6	-	2,5	-	4,0	-	6,0	-	10	-	16	-
	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	16	20
1	25	-	40	-	63	-	100	-	160	-	250	-
	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	-

бы радиус галтели был меньше радиуса скругления: $r < R$. Величины размеров радиусов скруглений и фасок (в мм), выбранные в соответствии с вышеприведенными рекомендациями, округляют в соответствии с ГОСТ 10984-64 (табл. 7).

Валы-шестерни (монолит) и зубчатые колеса механизмов в единичном и малосерийном производстве выполняют из круглого проката диаметром до 200 мм или из поковок с последующей механической обработкой. При серийном производстве заготовки зубчатых колес могут быть также получены штамповкой, ковкой.

3.2. Конструирование валов

Конструкция вала зависит от его назначения и размеров расположенных на нем деталей (зубчатых колес, подшипников, муфт и т.д.), а также от способа закрепления этих деталей на валах и фиксирования в осевом направлении. Особенностью валов средненагруженных механизмов является небольшое отношение их длины к диаметру: $L/d < 12$.

Валы имеют ступенчатую форму, что позволяет:

- 1) точно базировать детали на валу в осевом направлении;
- 2) дифференцировать требования к различным участкам вала по точности, шероховатости и т.д.;
- 3) упростить монтаж деталей с натягом, так как каждая деталь свободно перемещается по валу до своего посадочного места, и предохранить участки вала с повышенной чистотой обработки (шейки вала под подшипники, уплотнения) от повреждения;
- 4) приблизить вал к балке равного сопротивления изгибу, что снижает массу вала.

Ступенчатые валы менее технологичны в изготовлении, чем гладкие, но более удобны при сборке и ремонте, особенно в сложных многоступенчатых механизмах. Для облегчения конструкции валы выполняют полыми. При отношении внутреннего диаметра к наружному $d_0/d = 0,6 \div 0,85$ масса его снижается на 40...50 %, а момент сопротивления сечения изгибу W — всего на 15...25 %, что не вызывает резкого снижения прочности. В целях герметизации корпуса механизма отверстия в промежуточных валах должны быть

глухими (рис. 20,а), либо сквозными, но с заглушками (рис. 20,б). Промежуточный вал одним концом выходит из корпуса механизма. В таких узлах необходимо обеспечить надежное уплотнение подшипникового узла.

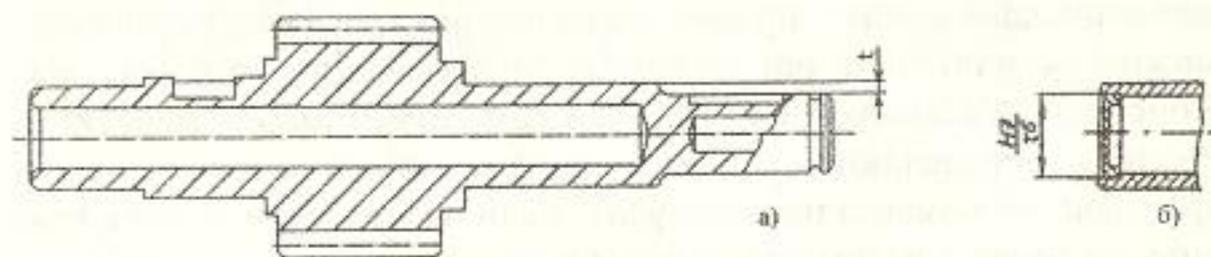


Рис. 20

На валу можно выделить отдельные элементы: концевые участки; переходные участки между соседними ступенями разных диаметров; места посадки подшипников, уплотнений и деталей, передающих вращающий момент. На промежуточном валу 2 с выходом из корпуса один концевой участок консольный для соединения с полумуфтой и передачи части мощности на вспомогательный механизм.

Напомним, что в результате проектировочного расчета (см. разд. 2.5) определяется диаметр условно гладкого вала в наиболее нагруженном сечении $d_{в2}$. Длины рабочих (посадочных) и нерабочих участков вала определяются длинами ступиц насаживаемых деталей и шириной колец подшипников и уплотнений с учетом минимальных зазоров Δ между деталями механизма в целом.

Диаметры участков вала под подшипники и уплотнения подбираются в соответствии со стандартами на них; диаметры в местах установки зубчатых колес — по значению $d_{в2}$, полученному из проектировочного расчета, с последующим увеличением. Увеличение будет вызвано решением выбрать подшипники по значению $d_{в2}$, сохраняя при этом концепцию балки равного сопротивления изгибу, т.е. обеспечивая равнопрочность вала по длине. Если же диаметры участков валов под зубчатыми колесами будет соответствовать $d_{в2}$, то подшипники необходимо подбирать по диамет-

рам меньшим $d_{в2}$, реализуя конструктивно идею равнопрочности.

Кроме того, диаметры валов в местах установки зубчатых колес зависят от размеров соединений, обеспечивающих передачу вращающего момента (штифтового, шпоночного, шлицевого и т.д.). Соединения должны быть проверены на прочность, только после этого можно окончательно определить размеры вала на этих участках. Консольный концевой участок вала выполняют цилиндрическим. Размеры определяются с учетом типа соединения для передачи вращающего момента на полумуфту. Если на концевом участке вала шпонка имеет с валом плотное соединение, высота заплечика (уступа) t должна быть больше выступающей из вала высоты шпонки (рис. 20,а), чтобы подшипник можно было установить на свое место без съема шпонки.

Диаметры и длины посадочных участков вала для ограничения номенклатуры режущего и мерительного инструмента следует согласовать и назначить из стандартных рядов ГОСТ 6636-69 (см. табл. 3).

Переходные участки между двумя ступенями различных диаметров обычно выполняют плавными — галтелью постоянного радиуса r (см. рис. 19,а). Для уменьшения концентрации напряжений разность между диаметрами ступеней вала должна быть минимальной, а радиус галтели — максимальным. Отношение r/d принимают не менее 0,1. Чтобы обеспечить упор сопряженной с валом детали по плоскости заплечика (уступа или буртика), радиус галтели должен быть меньше катета фаски детали $f_{ст}$; $r < f_{ст}$ (см. рис. 19,а) или $r < R$ (рис. 19,б), а высота заплечика $t \geq 2f_{ст}$. Одним из способов повышения усталостной прочности вала является перекрытие галтели (см. рис. 19,в), которое применяют при установке деталей, имеющих небольшой радиус закругления или фаску на входе. Длину посадочного участка l принимают на 0,5...1 мм меньше длины ступицы l_1 , для обеспечения осевой фиксации детали (рис. 21,а). Осевая фиксация детали осуществляется с помощью промежуточного кольца l , что позволяет увеличить радиус галтели r . Торцевые поверхности заплечиков должны быть перпендикулярны оси вала и обработаны с шероховатостью Ra 1,25...2,5 мкм.

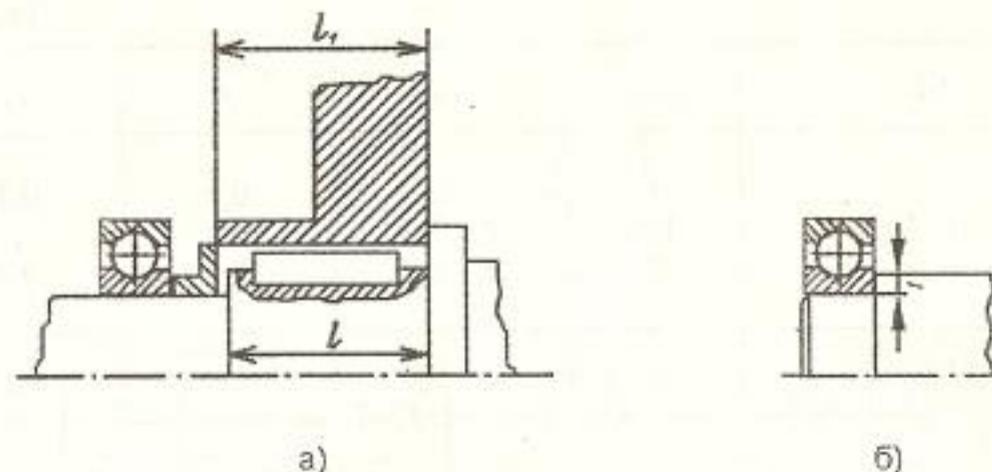


Рис. 21

В месте установки подшипников высота t уступа (заплечика) должна обеспечивать правильное положение подшипника на валу и возможность его демонтажа (рис. 21,б). Поэтому высота t должна быть меньше толщины внутреннего кольца подшипника на величину $a = (0,5+1)$ мм.

При назначении шероховатости посадочных участков вала $Ra = 0,32...0,63$ мкм переходной участок следует выполнить с канавкой. Переход с канавкой обеспечивает свободный выход шлифовального круга. Стандартом предусмотрено два вида исполнения канавок для выхода шлифовального круга (рис. 22,а и б). Размеры канавок принимают по табл. 8. Такие переходы выполняются при достаточном запасе прочности $n \geq 2,0...2,5$, так как канавки снижают сопротивление изгибу и кручению.

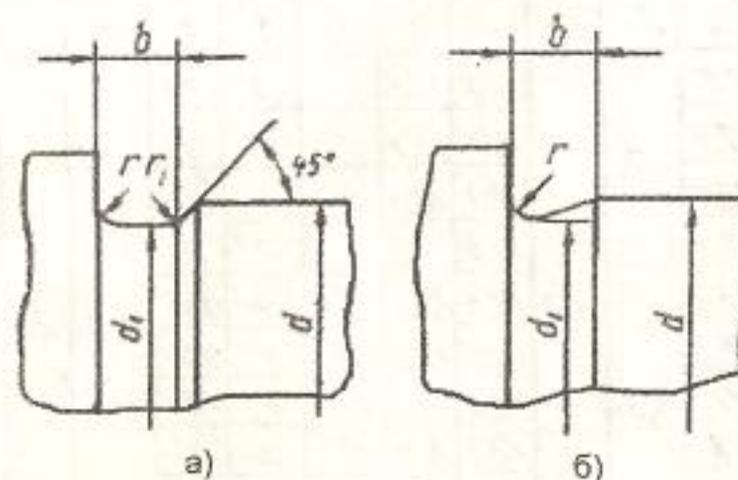


Рис. 22

Таблица 8

d	b	d_1	r	r_1
До 10	1	$d - 0,3$	0,3	0,2
	1,6	$d - 0,3$	0,5	0,3
	2	$d - 0,5$	0,5	0,3
Св. 10 до 50	3	$d - 0,5$	1,0	0,5

Осевую фиксацию полумуфты на концевом консольном участке вала можно осуществить пружинным упорным эксцентрическим кольцом (рис. 23, табл. 9) или резьбовым соединением. Рекомендуемые размеры цилиндрических концов валов с резьбовым участком на рис. 24 и табл. 10. Они определяются размерами стан-

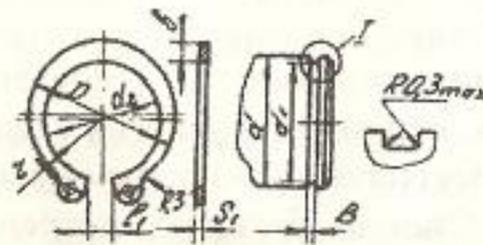


Рис. 23

ГОСТ 9301-59*

Таблица 9

Диаметр вала d	Коническая втулка			Кольцо эксцентрическое							
	d_1	B	t	d_2	D	s_1	l_1	r	d_3	r_1	b
12	11,5	1,2		10,8	14,2	1	3	7,5	20	20	2,2
13	12,4			11,7	15,1	1	4	8			2,2
14	13,4			12,7	16,3	1	4	8,5			2,4
15	14,3			13,6	17,2	1	4	9			2,4
16	15,2	1,2		14,5	18,5	1,1	4	9,5			2,6
17	16,2			15,5	19,5	1,1	4	10			2,6
18	17	1,3		16,3	20,5	1,1	5	10,5			2,8
19	18			17,3	21,5	1,1	5	11			2,8
20	19			18,1	22,9	1,1	5	11,5			3,2

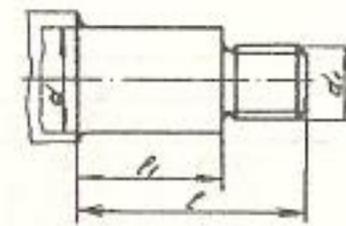


Рис. 24

ГОСТ 12080-66

Таблица 10

d	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10	11	12	14	16	18	19	20	22	24
l	14	16	20	23	30	40	50								
l_1	9	10	12	15	18	28	36								
Резьба d_1	M4	M5	M6	M8x1	M10x1,25	M12x1,25									

дартной метрической резьбы (рис. 25, табл. 11) и размерами стандартных круглых (рис. 26, табл. 12) или шестигранных гаек (рис. 27, табл. 13). Резьбовое соединение можно стопорить пружинной шайбой (рис. 28, табл. 14).

Все вышеперечисленные элементы являются источниками концентрации напряжений, которые значительно снижают циклическую прочность вала. Конструктивными приемами можно значительно уменьшить концентрацию и повысить прочность вала без увеличения его размеров и массы. В табл. 15 показаны конструктивные способы повышения циклической прочности.

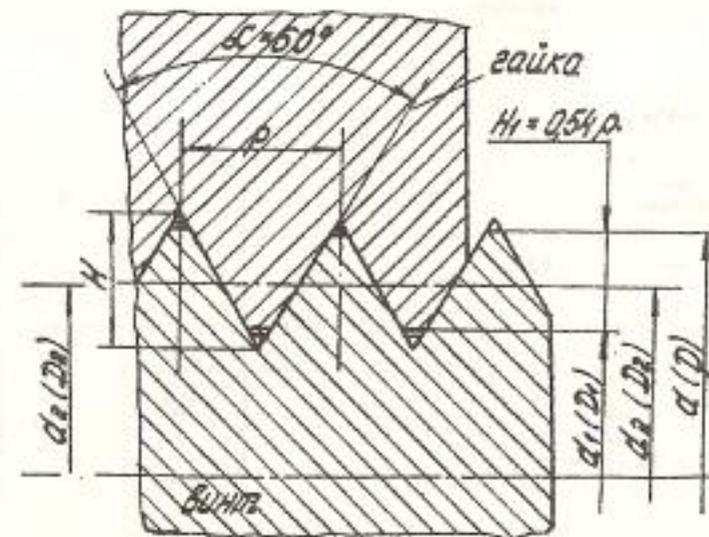


Рис. 25

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Диаметры резьбы			
		$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	d_f
4	0,70	4,000	3,545	3,242	3,141
4,5	0,75	4,500	4,013	3,688	3,580
5	0,80	5,000	4,480	4,134	4,019
6	1	6,000	5,350	4,917	4,773
7	1	7,000	6,350	5,917	5,773
8	1,25	8,000	7,188	6,647	6,466
9	1,25	9,000	8,188	7,647	7,466
10	1,5	10,000	9,026	8,376	8,160
11	1,5	11,000	10,026	9,376	9,160
12	1,75	12,000	10,863	10,106	9,853

Обозначение резьбы

Резьба с крупным шагом должна обозначаться буквой М и номинальным диаметром, например:

M36 6g

Резьба с мелким шагом должна обозначаться буквой М, номинальным диаметром и шагом, например:

M10 x 0,75 6g ; M36 x 1,5.

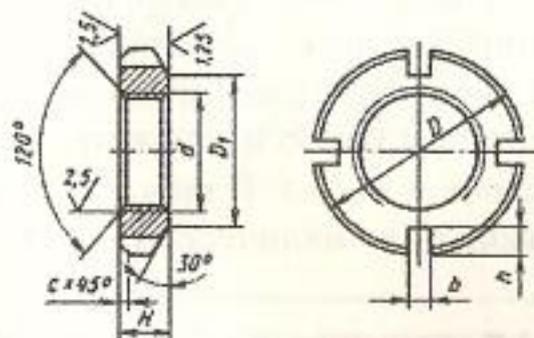


Рис. 26

Диаметр резьбы d	Шаг резьбы	D	D_1	H	b	h	e
4	0,7	12	6,5	3	1,6	1,6	0,6
5	0,8	14	8,0				
6	1	16	9,5	4	2,0		
8		22	14	6	3,5		
10	1,25	24	16	6	4,0		
12		26	18				

Пример условного обозначения гайки повышенной точности, с диаметром резьбы $d = 16$ мм, с мелким шагом резьбы 1,5 мм, с полем допуска 7H, класса прочности 6, с покрытием 05: Гайка ПМ 16x1,5. 6.05 ГОСТ 11871-80.

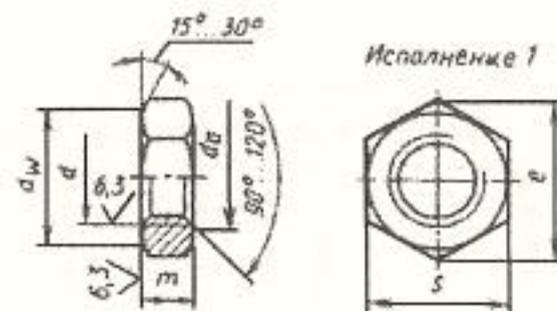


Рис. 27

Номинальный диаметр резьбы d	4	5	6	8
Шаг резьбы	0,7	0,8	1	1,25
Размер «под ключ» S	7	8	10	13
Диаметр описанной окружности l , не менее	7,5	7,6	10,9	14,2
d_n :				
не менее	4	5	6	8
не более	4,6	5,75	6,75	8,75
d_w , не менее	6,3	7,2	9,0	11,7
Высота t	2,2	2,7	3	4

$d_w = 6,3 \dots 9,95$

Пример условного обозначения гайки исполнения 1, диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6H, класса прочности 0,4, без покрытия. Гайка M12-6H. 04 ГОСТ 5916-70.

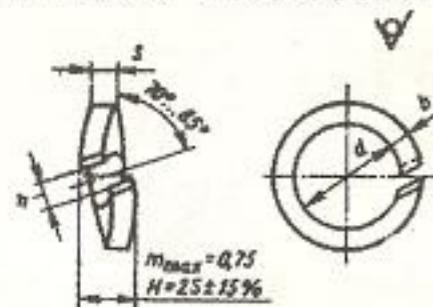
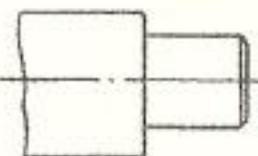
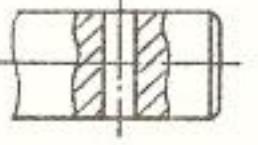
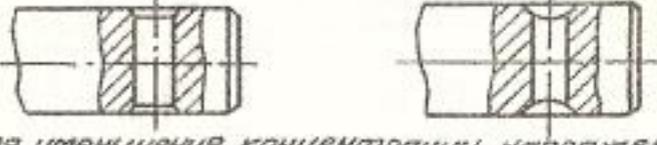
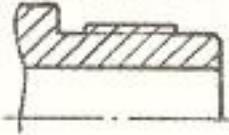
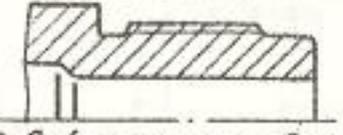
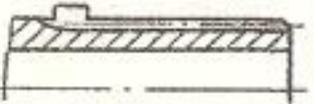
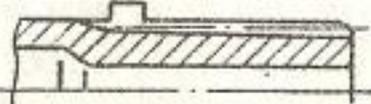


Рис. 28

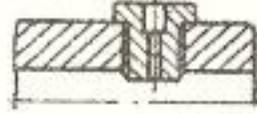
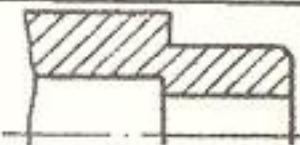
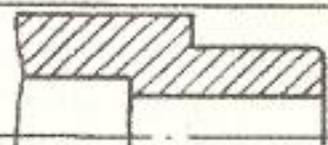
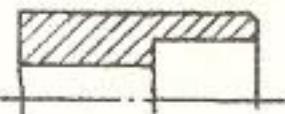
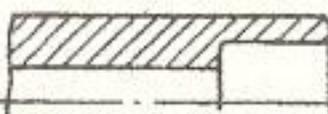
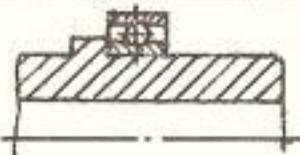
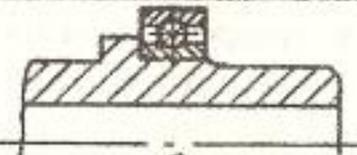
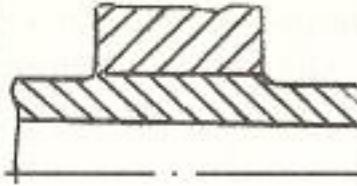
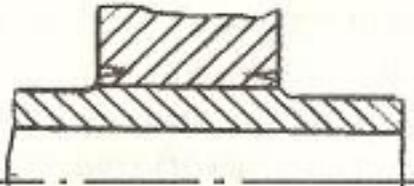
Номинальные диаметры резьбы болта, винта, шпильки	d	$S=b$	Номинальные диаметры резьбы болта, винта, шпильки	d	$S=b$
4	4,1	1,2	14	14,2	3,5
5	5,1	1,4	16	16,3	4,5
6	6,1	1,6	18	14,3	4,0

Пример условного обозначения пружинной шайбы для болта, винта, шпильки диаметром резьбы 12 мм из стали марки 65 Г: Шайба 12.65Г ГОСТ 6402-70

Нерациональная конструкция	Варианты рациональных конструкций
	 Концентрация напряжений снижена введением радиуса скругления, осевого поднутрения, разгрузочной канавки на ступени большего диаметра
	 Для уменьшения концентрации напряжений введена раззенковка отверстия или обкатка его шариком
	 Резьбовой участок вала усилен уменьшением внутреннего диаметра
	 Шлицевой участок вала усилен уменьшением внутреннего диаметра
	 Штифтовое соединение заменено шлицевым

3.3. Конструирование соединений валов со ступицами зубчатых колес

Наилучшим способом передачи вращающего момента с точки зрения прочности и надежности является монолитная конструкция, предполагающая отсутствие соединения вала со ступицами. Вал и зубчатые колеса выполнены как одна деталь (см. рис. 18, б, в и е),

Нерациональная конструкция	Варианты рациональных конструкций
	 Установка пробки на резьбе затемнена в прессовкой.
	 Концентраторы напряжений снаружи и внутри смещены по длине
	 На внутреннем уступе введены радиусы скругления
	 Вал усилен в месте установки подшипника
	 Концентрация напряжений у торцов посаженной с натягом детали снижена уменьшением жесткости торцов

при этом уменьшаются затраты на изготовление и повышается надежность. Однако выполнять монолитную конструкцию не всегда целесообразно. Вал и зубчатое колесо могут быть выполнены из разных материалов. Исключена замена одной из деталей при эксплуатации.

Экономически монолитная конструкция выгодна, если:

— диаметр d_a зубчатого колеса не намного превышает диаметр d_b собственного вала ($d_a \leq (2+2,5)d_b$); при $d_a > 2,5d_b$ большое количество материала из заготовки уходит в стружку;

— отсутствуют технологические ограничения на получение заготовки, а также в условиях единичного производства (механизмы космических летательных аппаратов).

Как правило, за одно целое с валом делается шестерня, а колесо может быть съемным. Затраты на изготовление валов-шестерен, по сравнению с отдельными деталями, снижаются, поскольку отпадает необходимость в обработке точных посадочных поверхностей и конструктивных элементов, передающих вращающий момент, а также вследствие уменьшения номенклатуры деталей в редукторе.

В РГР для передачи вращающего момента наряду с монолитными конструкциями рекомендуется использовать разъемные соединения типа «вал-ступица». Такие соединения допускают сборку и разборку без повреждения материала деталей. К этим соединениям относятся штифтовые, шпоночные, шлицевые, профильные и фланцевые.

Шпоночные соединения

Для передачи малых и средних вращающих моментов в основном применяются шпоночные соединения. По форме шпонки выполняются призматическими (рис. 29), сегментными (рис. 30) и цилиндрическими (круглыми) (рис. 31).

Достоинства шпоночных соединений: простота конструкции, низкая стоимость изготовления, простота сборки и разборки.

Недостатки: снижение усталостной прочности вала из-за наличия шпоночного паза и отсутствие полной взаимозаменяемости. Необходимость подбора и ручной подгонки соединений ограничивает их применение в крупносерийном и массовом производстве. Размеры всех типов шпонок установлены соответствующими стандартами.

Призматические шпонки имеют прямоугольное сечение с отношением высоты к ширине $h/b = 1$ для валов с диаметром до 22 мм

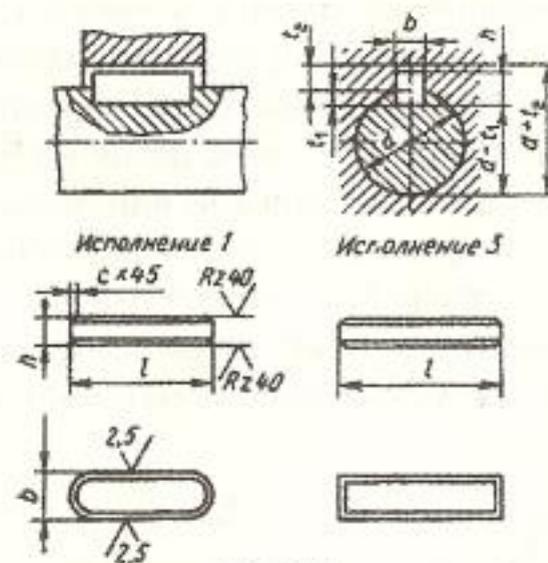


Рис. 29

(ГОСТ 23360—78)

Таблица 16

Диаметр вала d	Размеры сечений шпонок		Глубина паза		r	ϵ	
	b	h	вал t_1	штулка t_2			
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0			
Свыше	До						
8	10	3	3	1,8	1,4	0,08÷0,16	0,16÷0,25
10	12	4	4	2,5	1,8		
12	17	5	5	3	2,3		
17	22	6	6	3,5	2,8	0,16÷0,25	0,25÷0,40
22	30	8	7	4			
30	38	10	8	5	3,3		
38	44	12	8	5		0,25÷0,4	0,4÷0,6

Пример условного обозначения шпонки исполнения 1, размерами $b=10$ мм, $h=8$ мм, $l=22$ мм: Шпонка 10×8×22 ГОСТ 23360—78. То же, исполнения 3: Шпонка 3—10×28×22 ГОСТ 23360—78.

и $h/b = 0,5$ — для валов большего диаметра. Размеры шпонки h и b выбираются по ГОСТу в зависимости от диаметра вала d (табл. 16). Длина шпонки l назначается из стандартного ряда длин и берется на 5÷10 мм меньше длины ступицы зубчатого колеса. Выполняются шпонки из чистотянутой стали с пределом прочности $\sigma_b = 600$ МПа. Вращающий момент передается боковыми гранями шпонки. В паз на валу шпонка устанавливается по посадке с натягом, в ступицу — с зазором. Глубина врезания шпонки на валу

примерно $0,5h$. Высота паза в ступице делается несколько большей, чем выступающая часть шпонки, т.е. в радиальном направлении предусмотрен зазор. Его величина обеспечивается ГОСТом и размерами высоты шпонки h и глубины пазов в ступице t_2 и на валу t_1 . Пазы на валу фрезеруют пальцевой или дисковой фрезой. При выполнении дисковой фрезой шпоночный паз имеет плавный выход, что снижает концентрацию напряжений, но увеличивает осевые размеры соединения и требует фиксации шпонки в осевом направлении. Пазы в ступице выполняют долблением или протя-

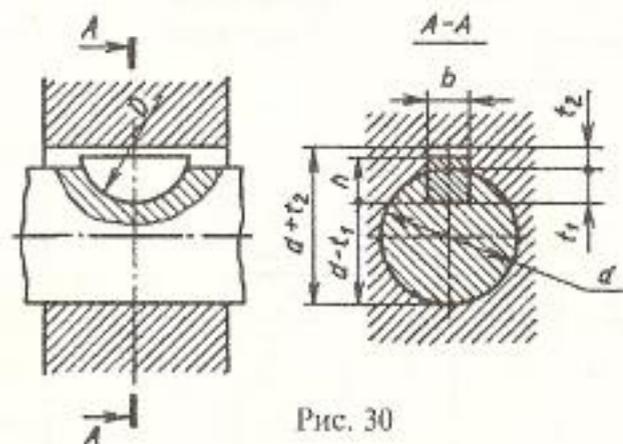


Рис. 30

[ГОСТ 24071—80]

Таблица 17

Диаметр вала d		Назначение шпонки	Размеры шпонки $b \times h \times D$	Шпоночный паз				
Назначение шпонки				Ширина b	Глубина			
Передача крутящих моментов	Фиксация элементов				Вал t_1	Втулки t_2		
От 3 до 4	От 3 до 4	Свыше	До	Свыше	До	1,0	1,0	0,6
4	5					4	6	1,5
5	6	6	8	2,0	1,8	1,0		
6	7	8	10	2,5	2,9	1,0		
7	8	10	12	3,0	2,7	1,2		
8	10	12	15	3,0	3,8	1,4		
10	12	15	18	3,0	5,3	1,4		
12	14	18	20	4,0	5,0	1,8		
14	16	20	22	4,0	6,0	1,8		
16	18	22	25	5,0	4,5	2,3		
18	20	25	28	5,0	5,5	2,3		
20	22	28	32	6,0	7,0	2,3		
22	25	32	36	6,0	6,5	2,8		
25	28	36	40	6,0	7,5	2,8		
28	32	40		8,0	8,0	3,3		
32	38	40		10,0	10,0	3,3		

Пример условного обозначения шпонки сечением $b \times h = 5 \times 6,5$ мм: Шпонка 5x6,5 ГОСТ 24071—80.

гиванием. Размер ширины шпонки b выполняют с полем допуска $h9$. Посадка ее на вал и в ступицу осуществляется в системе вала. Для призматических шпонок в РГР рекомендуется переходная посадка — соответственно паз на валу выполняют с отклонением $N9$, паз в ступице — J_59 . Вал и ступицу зубчатого колеса сопрягают по переходной посадке $H7/k6$.

Сегментные шпонки более технологичны, обладают взаимозаменяемостью, самоустанавливаются. Однако более глубокий паз на валу заметно снижает его прочность. Поэтому эти шпонки применяют в валах малонагруженных механизмов. Посадки по боковым граням сегментных шпонок аналогичны призматическим. Размеры шпонок: ширину b , высоту h , диаметр D выбирают по ГОСТу в зависимости от диаметра вала d (табл. 17).

Цилиндрические (круглые) шпонки возможно применять для передачи вращающего момента, если ступица зубчатого колеса имеет общую торцевую поверхность с валом. Отверстие в торцах соединяемых деталей высверливается в собранном состоянии. Шпонки располагают симметрично по окружности, число шпонок

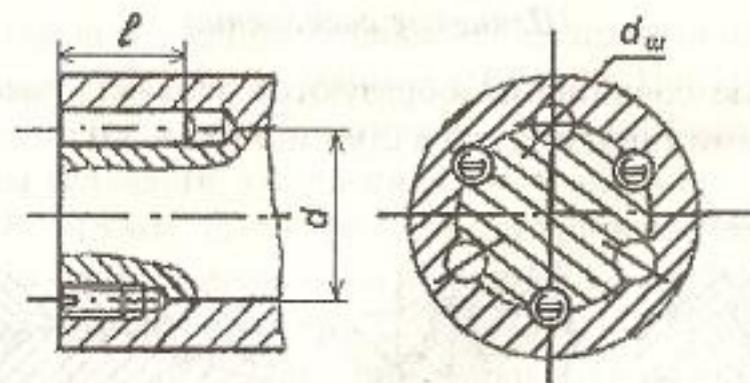


Рис. 31

может быть 2÷4; диаметр шпонки $d_{шп} = (0,13 \div 0,16)d$, длина шпонки $l = (3 \div 4)d_{шп}$. Шпонки устанавливаются в отверстие по посадке с натягом $H7/r6$, и соединение получается неразъемным. Чтобы не было увода сверла при образовании отверстия в двух деталях, твердость вала и ступицы должны быть примерно одинаковыми. Для обеспечения осевой фиксации зубчатого колеса на валу между цилиндрическими шпонками размещают установочные винты (рис. 32). Размеры этих винтов приведены в табл. 18.

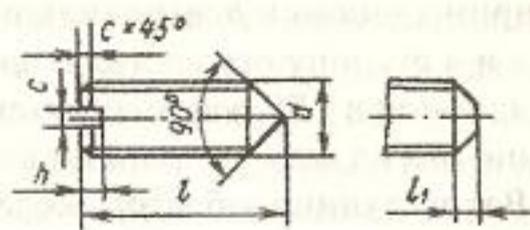


Рис. 32

(ГОСТ 1476—84)

Таблица 18

d	b	h	c	l	l_1
2	0,3	0,9	0,3	2,5...10	—
2,5	0,4	1,1	0,3	3...12	—
3	0,5	1,2	0,5	4...16	—
4	0,6	1,4	0,5	4...20	—
5	0,8	1,8	1,0	5...25	—
6	1,0	2,0	1,0	6...30	2,5

Пример условного обозначения винта с коническим концом класса точности В, диаметром резьбы $d = 3$ мм, с полем допуска 6g, длиной $l = 10$ мм, класса прочности 4,8, без покрытия: Винт В.М3 — 6g×10-4-8 ГОСТ 1476—84.

Шлицевые соединения

Шлицевые соединения образуются зубьями (выступами) на валу и шлицами (впадинами) в ступице (рис. 33).

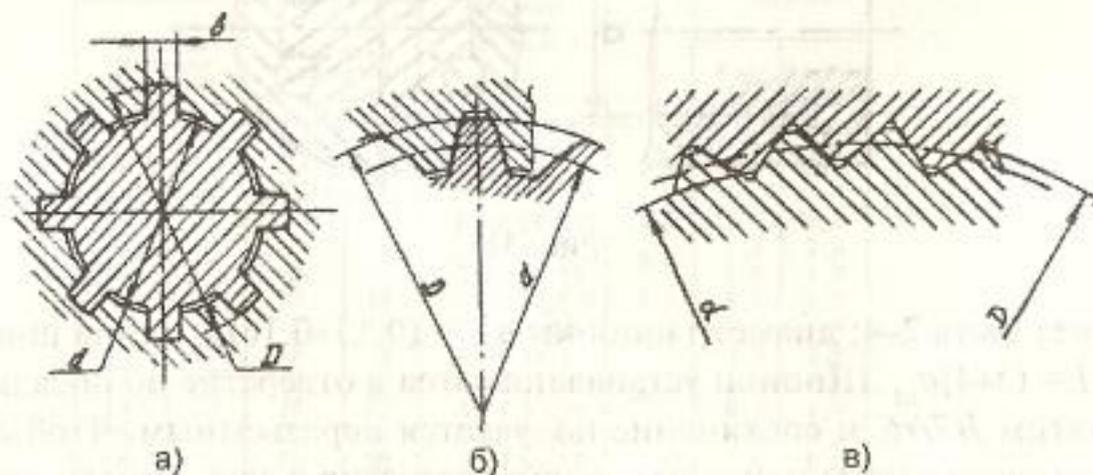


Рис. 33

Достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными: шлицевые соединения передают большие моменты; обеспечивают лучшее центрирование деталей на валу; вал, вследствие

меньшей концентрации напряжений имеет более высокую прочность; обладают полной взаимозаменяемостью.

Недостатки: более высокая стоимость изготовления.

Применяют шлицевые соединения в ответственных высоконагруженных механизмах в условиях крупносерийного и массового производства.

По форме зуба в поперечном сечении шлицы подразделяют на *прямобоочные* (рис. 33,а), *эвольвентные* (рис. 33,б) и *треугольные* (рис. 33,в). Размеры прямобоочных и эвольвентных шлицев установлены ГОСТом. Треугольные шлицы применяют редко, в основном в малонагруженных кинематических механизмах, и изготавливают по отраслевым стандартам.

В РГР рекомендуется использовать эвольвентные шлицевые соединения. Эти соединения применяют для валов диаметром 4—500 мм, с модулем $m = 0,5-10$ мм и числом зубьев $z = 6-82$. По сравнению с прямобоочными они более прочные за счет меньшей концентрации напряжений.

Определяются эвольвентные шлицы наружным диаметром D и модулем m .

Поскольку шлифование эвольвентных шлицев невозможно, их применяют при твердости ступицы $HRC < 40$. Центрирование осуществляется по наружному диаметру D или по боковым граням.

Примеры условного обозначения эвольвентного шлицевого соединения ($D = 15$ мм, $m = 1$ мм) при центрировании:

- по боковым поверхностям зубьев 15×1×7H/7h ГОСТ6033-88;
- по наружному диаметру 15×H7/h6×1 ГОСТ6033-88.

Наиболее распространено центрирование по боковым поверхностям (рис. 34), более полно отвечающее технологии изготовления эвольвентных соединений и обеспечивающее большую равномерность распределения нагрузки по зубьям. Последнее особенно важно при больших вращающих моментах, динамическом нагружении.

Размеры шлицевых соединений назначают по ГОСТу в зависимости от диаметра вала (табл. 19). Длину шлицев в соединении принимают равной длине ступицы, но не более $1,5D$, так как в противном случае возрастает неравномерность распределения нагрузки по длине шлицев и трудоемкость их изготовления.

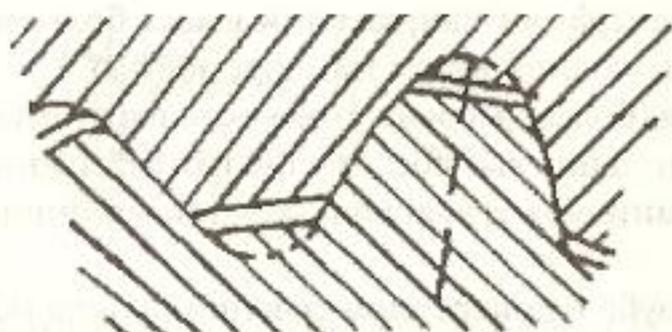
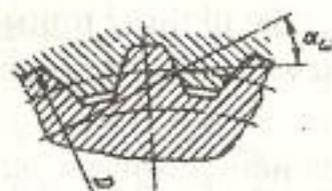


Рис. 34



[ГОСТ 6033—80]

Таблица 19

Нормальный диаметр D		Модуль m									
		Ряд 1	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	2	2,5	3	4
Ряд 1	Ряд 2	Число зубьев z									
4	6	6									
5	8	8									
6	10	10	8	6							
7	12	12	10	7							
8	14	14	12	8	6						
9	16	16	13	10	7						
10	18	18	15	11	8	6					
12	22	22	18	13	10	8	6				
14	26	26	22	16	12	10	8				
15	28	28	23	17	13	10	8	6			
16	30	30	25	18	14	11	9	6			
17	32	32	27	20	15	12	10	7			
18	34	34	28	21	16	13	10	7			
20	38	38	32	23	18	14	12	8	6		
22	42	42	36	26	20	16	13	9	7	6	
25	48	48	40	30	24	18	15	11	8	7	
28	54	54	45	34	26	21	17	12	10	8	
30	60	60	48	36	28	22	18	13	10	8	
32	66	66	52	38	30	24	20	14	11	9	6
35	72	72	57	42	34	26	22	16	12	10	7
38	80	80	62	46	36	29	24	18	14	11	8
40	90	90	64	48	38	30	25	18	14	12	8

Штифтовые соединения

В малонагруженных кинематических механизмах применяют соединение цилиндрическими радиальными штифтами (рис. 35). Достоинство соединения — простота изготовления. К недостаткам относятся: передача малых вращающих моментов, отсутствие взаимозаменяемости вала и зубчатых колес, а также необходимость удлинения ступицы для обеспечения возможности прохода патрона со сверлом. В результате вал удлиняется, что приводит к увеличению габаритов и массы узла и всего механизма.

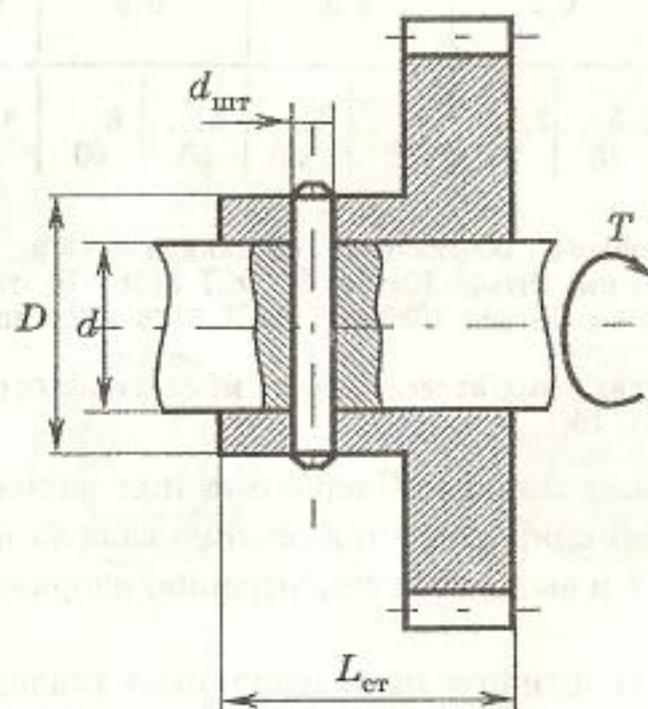


Рис. 35

Диаметр цилиндрических штифтов (рис. 36) в соединении «вал-ступица» в соответствии с ГОСТом (табл. 20) назначают в зависимости от диаметра вала d в пределах $d_{шт} < 0,3d$.

По ГОСТу штифты выполняют с отклонением $m6, h8$ и устанавливают в отверстие соединяемых деталей по посадкам $\left(\frac{N7}{m6}; \frac{U8}{h8} \right)$.

Для гарантии невыпадания штифта при вибрациях или в условиях смены температурных режимов выходы отверстий закерни-

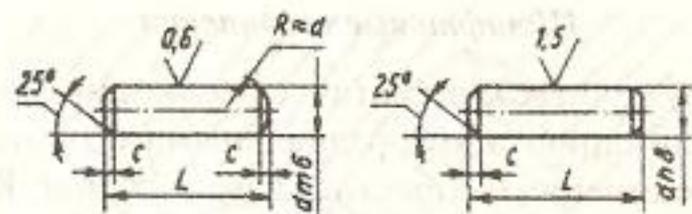


Рис. 36

(ГОСТ 3128—70)

Таблица 20

d	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3	4	5	6
c	0,1	0,2	0,3	0,5	0,6	0,8	1,0				
L	2,5... 8	2,5... 14	2,5... 16	2,5... 25	3... 30	4... 40	5... 50	6... 60	8... 80	10... 100	12... 120

Пример условного обозначения цилиндрического штифта типа 1, $d = 10m6$, $L = 60$ мм: Штифт $10m6 \times 60$ ГОСТ 3128—70; типа 2 $d = 10h8$, $L = 60$ мм: Штифт $10h8 \times 60$ ГОСТ 3128—70; типа 3,

Размер L в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16;

вают в нескольких точках. Сверление под радиальный штифт уменьшает момент сопротивления сечения вала изгибу и кручению примерно на 25 % и вызывает концентрацию напряжений примерно в два раза.

Изготавливают штифты из углеродистых сталей или цветных металлов. При установке штифтов отверстие в обеих деталях сверлят и развертывают в сборе (совместно).

Профильные соединения

В профильных соединениях контакт ступицы с валом осуществляется по фасонной поверхности. Соединения могут быть с лысками (рис. 37, а, б), гранями (рис. 37, в, г) и с овальным контуром поперечного сечения (рис. 37, д). Они могут быть собраны по посадкам с натягом, переходным и с зазором.

Достоинства: отсутствие концентрации напряжений, вследствие чего повышается нагрузочная способность и усталостная прочность; хорошее самоцентрирование.

Недостатки: необходимость расширения номенклатуры режущего инструмента для образования отверстия в ступице детали; трудности замены деталей при ремонте; наличие распорных сил, вызывающих деформирование тонкостенных ступиц.

Соединение с тремя гранями (рис. 37, в) предпочтительнее технологически; кроме того, обеспечивает лучшее центрирование и имеет большую несущую способность, чем с четырьмя (рис. 37, г). Соединение с овальным контуром (рис. 37, д) можно обрабатывать шлифованием с помощью специальных станков, что также повышает несущую способность и снижает концентрацию напряжений.

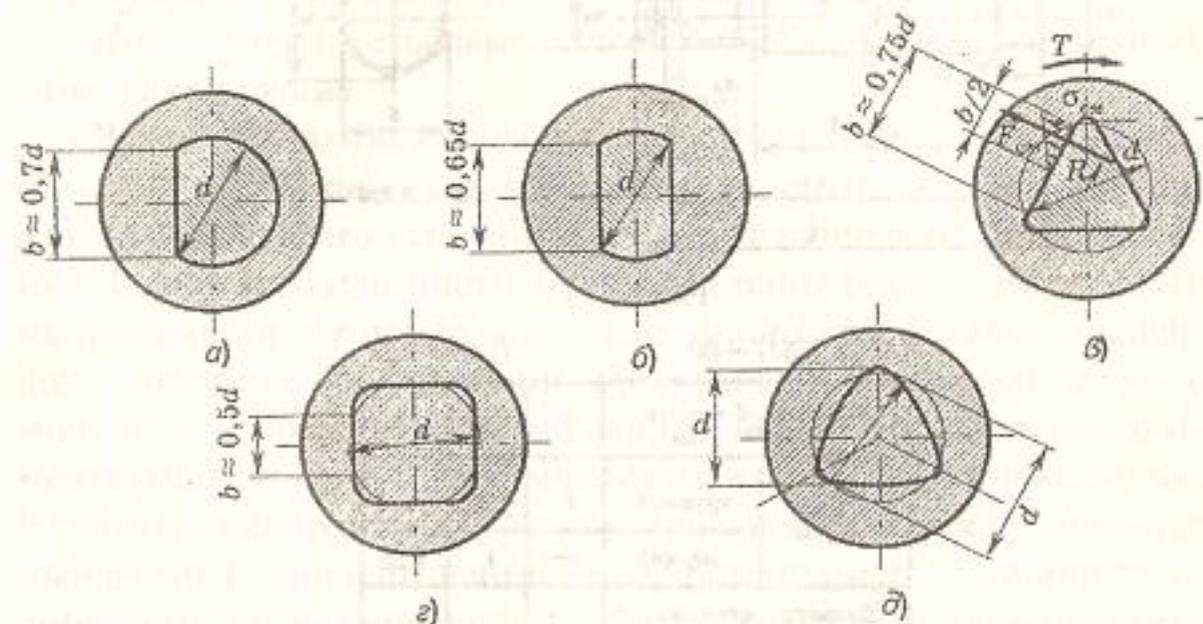


Рис. 37

Применяют профильные соединения для передачи больших вращающих моментов при высокой точности обработки отверстий в ступице и высокой твердости материала.

Фланцевые соединения

Заодно с валом выполняют не все зубчатое колесо, а только фланец, к которому болтами крепится зубчатое колесо (см. рис. 14). При установке болтов с зазором передача вращающего момента осуществляется силами трения, возникающими по торцевой поверхности стыка при затяжке соединения определенным усилием. При установке болтов в отверстие без зазора вращающий момент пере-

дается за счет работы болтов на срез и смятие. Болты устанавливаются в отверстия без зазора равномерно по окружности, соединяя диск зубчатого колеса с фланцем.

Болты, устанавливаемые без зазора (рис. 38), выполняют по ГОСТу (табл. 21) с допуском на диаметр стержня $h6$. Отверстия под болты сверлятся и развертываются совместно в фланце вала и дис-

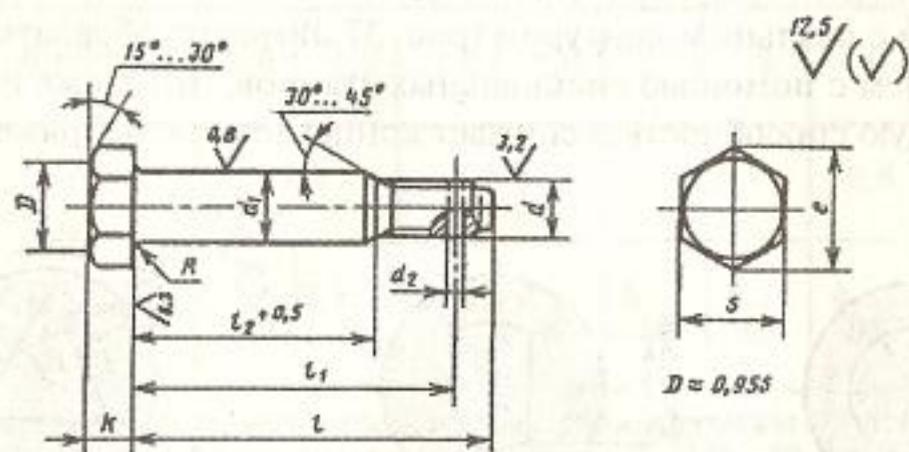


Рис. 38

ГОСТ 7817—80

Таблица 21

Номинальный диаметр резьбы d мм		6	8	10
Шаг резьбы	крупный	1	1,25	1,5
	мелкий	—	1	1,25
Диаметр стержня d_1 , пред. откл. : для исполнения 1—h9		7	9	11
Высота головки k		4,0	5,5	7,0
Размер под ключ S		10	12	14
Диаметр описанной окружности e , не менее		11,0	13,2	15,5
Диаметр отверстия d_2 , пред. откл. H14		1,6	2,0	2,5
Радиус под головкой R , пред. откл. h11		0,25	0,40	

Пример условного обозначения болта диаметром резьбы $d=8$ мм, с мелким шагом резьбы, полем допуска 6 g, длиной $l=18$ мм, класса прочности 5.8, без покрытия:

Болт М8×1—6 g×18.58 ГОСТ 7817—80

ке колеса с допуском $H7$. Рекомендации справедливы для ответственных резьбовых соединений среднего класса точности.

Расположение болтов на большем радиусе позволяет уменьшить их количество и диаметр, но увеличивает диаметр фланца, т.е. усложняет изготовление вала. Фланцевые соединения применяют главным образом в тяжелонагруженных механизмах, так как в них практически отсутствуют микроскольжения сопрягаемых поверхностей, а значит, они не подвержены наклепу, фрикционной коррозии и износу, которые часто встречаются в других соединениях вал-ступица. Однако следует иметь в виду, что стоимость таких болтов достаточно высокая.

После сборки резьбовые соединения обязательно стопорятся от самоотвинчивания.

Вывод. Ознакомившись с данным разделом, вы должны принять решение — какое соединение использовать в конструкции узла вала? Прежде всего вспомните исходные данные на проектирование. Выбор того или иного вида соединения определяется многими факторами, и прежде всего величиной передаваемого вращающего момента с одновременным учетом технологических и экономических требований. Одновременно с передачей вращающего момента решается задача обеспечения взаимного центрирования вала и зубчатого колеса в холодном и горячем состоянии (температурный режим). При нарушении центрирования могут возникнуть недопустимые неуравновешенные силы, что отрицательно скажется на работе механизма. Если вам не хватает информации, будьте смелее, смоделируйте ситуацию сами, и в рамках самостоятельных предположений и допущений аргументировано сделайте выбор.

Вперед! Консультант всегда рядом.

3.4. Выбор подшипников и конструирование опор валов

Валы с насаживаемыми деталями фиксируются в корпусе с помощью опор. В РГР для средненагруженного механизма можно рекомендовать опоры качения, потери на трение в которых значительно меньше, чем в опорах скольжения. Под *опорами* понимается конструкция, в которую входят подшипники, корпусные детали (корпус, стакан, крышка), детали крепления подшипника на

валу и в корпусе, уплотняющие устройства. В узком смысле под опорой понимают сам подшипник, который воспринимает нагрузки и допускает относительное перемещение частей механизма в требуемом направлении.

Основное назначение подшипников — поддерживать вращающиеся детали в пространстве, воспринимая действующие на них нагрузки, и передавать их дальше на корпус механизма.

Подшипники качения состоят из наружного 1 и внутреннего 2 колец, тел качения — шариков 3, сепаратора 4, удерживающего тела качения на определенном расстоянии друг от друга (рис. 39). Подшипники качения стандартизованы и характеризуются внутренним

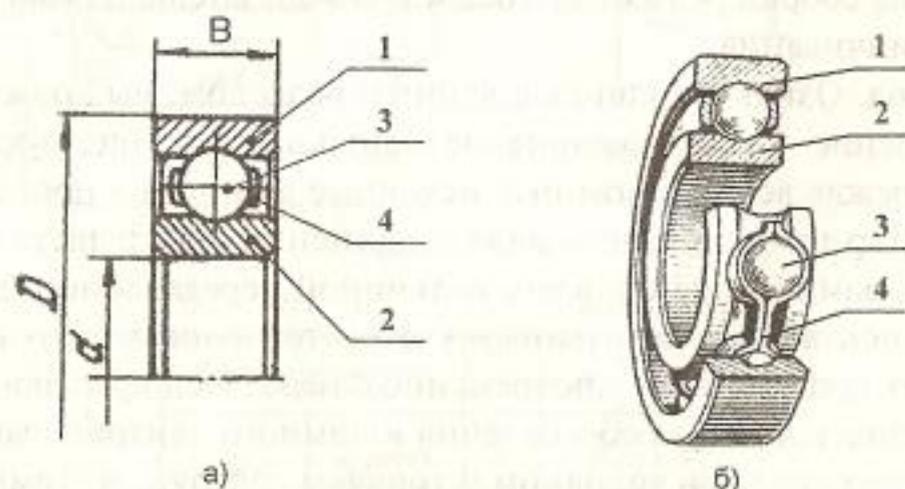


Рис. 39

диаметром d , наружным диаметром D и шириной B (рис. 39, а). По соотношению габаритных размеров D подшипники разделяют на размерные серии (рис. 40). С увеличением габаритных размеров растет нагрузочная способность, но снижается предельная частота вращения.

Стандартом установлено несколько классов точности подшипников (в порядке повышения): 0, 6, 5, 4, 2. Наибольшее распространение имеют подшипники нормального класса точности 0 (рекомендуются для РГР). С повышением класса точности возрастает стоимость изготовления подшипника. Так, подшипники точности 2 примерно в сто раз дороже подшипника класса точности 0.

Учитывая условия работы механизма, величину передаваемой мощности, виды нагрузки, в качестве опор вала целесообразно

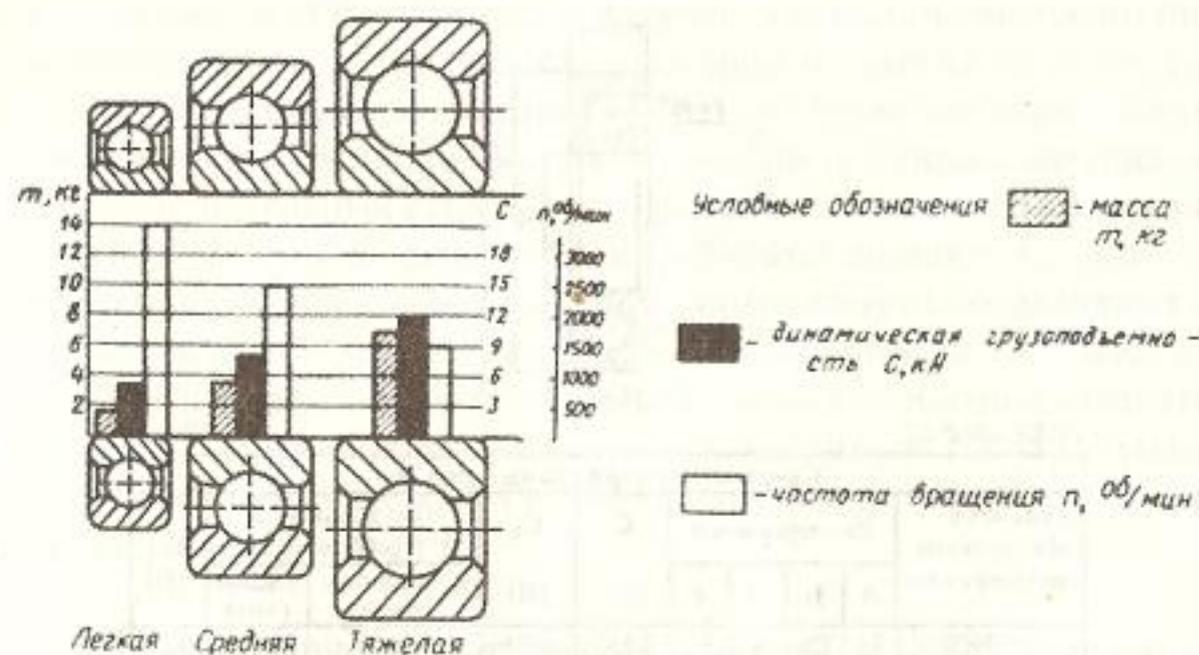


Рис. 40

выбрать шариковый радиальный однорядный подшипник легкой или средней серий (как наиболее дешевых). Такой подшипник предназначен для восприятия радиальной нагрузки и небольшой осевой, действующих в обоих направлениях в средненагруженном механизме. Выбирают подшипники по диаметру опорного участка вала (см. разд. 3.2) согласно ГОСТу (рис. 41, табл. 22).

Для выбранных подшипников должен быть проведен расчет на заданный ресурс по динамической грузоподъемности C (критерий усталостного выкрашивания, см. разд. 4.2). Если в результате проверки долговечность подшипников окажется недостаточной, то следует выбрать подшипник с большей динамической грузоподъемностью (изменить серию, не изменяя внутреннего диаметра подшипника).

Существуют различные способы установки валов в подшипниках. В конструкции с короткими валами, когда тепловые деформации вала и корпуса практически одинаковы, применяется схема установки вала «враспор» (см. рис. 6). В осевом направлении вал фиксируется с двух сторон, а для компенсации тепловых деформаций в процессе сборки и работы обеспечивают осевой люфт $a = 0,05...0,5$ мм путем подбора тонких латунных или стальных регулировочных прокладок 1, установленных между прижимной

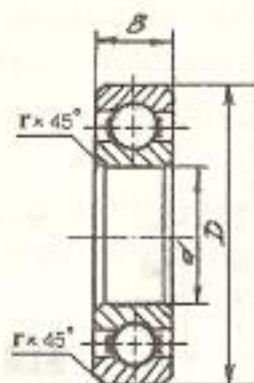


Рис. 41

ГОСТ 8338-57

Таблица 22

Сверхлегкая серия диаметров 9									
Условное обозначение подшипника	Размеры в мм				C [Н]	C ₀ [Н]	Предельное n [об/мин]		Вес [Н]
	d	D	B	r			Консистентная смазка	Жидкая смазка	
1000903	17	30	7	0,5	2850	1680	20000	25000	0,18
1000904	20	37	9	0,5	5140	3120	16000	20000	0,35
1000905	25	42	9	0,5	5140	3750	12500	16000	0,42
1000906	30	47	9	0,5	5950	4060	12500	16000	0,49
1000907	35	55	10	1,0	9540	7060	10000	12500	0,86
1000908	40	62	12	1,0	9540	7060	10000	12500	1,1
Легкая серия 200									
202	15	35	11	1,0	5970	3540	16000	20000	0,45
203	17	40	12	1,0	7520	4470	16000	20000	0,6
204	20	47	14	1,5	10000	6300	12500	16000	1
205	25	52	15	1,5	11000	7900	10000	12500	1,2
206	30	62	16	1,5	15300	10200	10000	12500	2
207	35	72	17	2,0	20100	13900	8000	10000	2,9
208	40	80	18	2,0	2500	18100	6300	8000	3,6
Средняя серия 300									
302	15	42	13	1,5	8900	5510	16000	20000	0,8
303	17	47	14	1,5	10900	6800	12500	16000	1,1
304	20	52	15	2,0	12500	7940	12500	16000	1,4
305	25	62	17	2,0	17600	11600	10000	12500	2,5
306	30	72	19	2,0	22000	15100	8000	10000	3,4
307	35	80	21	2,5	26200	17900	8000	10000	4,4
308	40	90	23	2,5	31900	22700	6300	8000	6,3

крышкой и наружным кольцом подшипника (на сборочных чертежах зазор a не показывается). При установке вала «враспор» подшипник с одной стороны упирается в заплечик вала или другую деталь, а с другой — прижимается крышкой.

Способ крепления подшипника на валу зависит от диаметра вала, величины и направления действующих сил. При отсутствии

осевых сил (в РГР конструируется узел вала цилиндрического прямозубчатого редуктора, в котором осевые силы отсутствуют), когда необходимо исключить только случайные перемещения подшипника, крепление можно осуществить с помощью посадки без дополнительных устройств. Стандартные подшипники качения являются готовыми изделиями, и требуемые посадки (характер соединения) обеспечивают выбором соответствующих допусков на диаметры вала d под подшипником и отверстие D в корпусе для внешнего кольца подшипника. Предельные отклонения отверстий в корпусе назначают по допускам 7-го качества: $H7$. Предельные отклонения для валов $k6$. Рекомендации являются частным случаем для конкретной РГР.

3.5. Выбор уплотнительного устройства и конструирование фрагмента узла вала с уплотнениями

Промежуточный вал имеет концевой консольный участок, выходящий из корпуса. В таких узлах необходимо обеспечить надежное уплотнение подшипника на валу, защитить подшипник от пыли, влаги, а также предотвратить вытекание смазки. Выбор уплотнения связан с величиной окружной скорости скольжения вала

в уплотнении $V = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000}$ м/с (d — диаметр вала [мм] под уплот-

нением; n — частота вращения вала, об/мин), с эксплуатационными условиями работы механизма.

По принципу действия уплотнения разделяют на контактные (герметизация осуществляется за счет плотного прилегания уплотняющих элементов к соответствующим сопряженным поверхностям соединения) и бесконтактные (герметизация за счет малых зазоров в сопряженных элементах).

Основными контактными уплотнениями подшипниковых узлов являются сальниковые (рис. 42,а) и манжетные (рис. 42,б).

Уплотнение войлочными кольцами (сальниковые) применяются для герметизации полостей подшипников, работающих на пластичной смазке при окружных скоростях до $V \leq 8$ м/с и $t \leq 90^\circ\text{C}$. Перед установкой войлочные кольца 1 (рис. 42,а) пропитывают разогре-

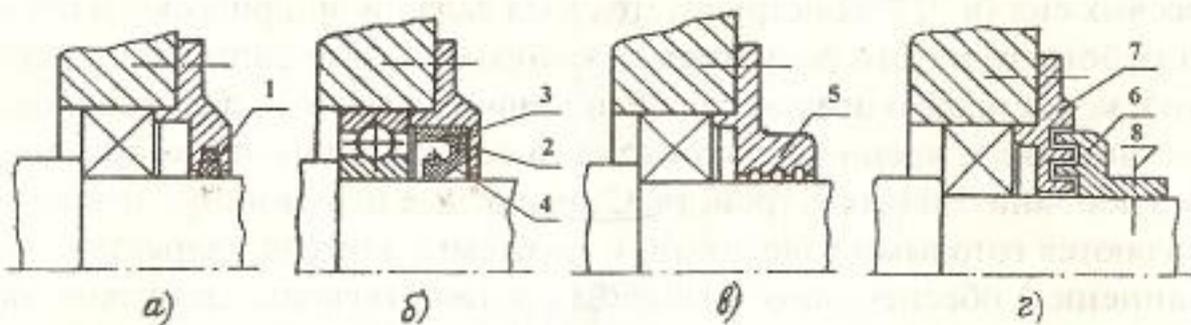


Рис. 42

той смесью из пластичной смазки (85%) и графита. Для уменьшения износа колец шейка вала в месте контакта с уплотнением должна иметь шероховатость $Ra = 1,25$ мкм при $V \leq 2$ м/с и $Ra = 0,4$ мкм при $V \leq 8$ м/с. Радиальное биение не должно превышать $0,06 \dots 0,1$ мм. Поверхность вала закаливают до $HRC 45$ МПа. Это уплотнение не применяют при избыточном давлении и повышенной запыленности окружающей среды. Размеры войлочных колец и канавок для них (рис. 43) выбирают в зависимости от диаметра вала по ГОСТу (табл. 23).

Более распространенными являются манжетные уплотнения (см. рис. 42, б), которые применяются при жидкой и пластичной смазке в подшипниках при $V \leq 25$ м/с. Уплотнительное кольцо 2 сложного сечения изготавливается из износостойкой резины или полимерных материалов. Контакт рабочей кромки манжеты шириной $0,2 \dots 0,5$ мм с валом обеспечивают за счет предварительного натяга, а также поджатием браслетной пружины 4. При наличии избыточного давления $\Delta p \leq 2$ МПа манжета устанавливается так, чтобы рабочая кромка поджималась к валу давлением уплотняемой среды. Для повышения жесткости корпус манжеты армируют стальным кольцом 3. Шероховатость и величину радиального биения Δ поверхности вала под манжетой назначают в зависимости от окружной скорости. При $V = 5 \dots 10$ м/с принимают $Ra = 0,66 \dots 0,4$ мкм, $\Delta = 0,175 \dots 0,1$ мм; при $V = 15 \dots 20$ м/с $Ra = 0,3 \dots 0,25$ мкм, $\Delta = 0,075 \dots 0,04$ мм. Твердость поверхности шейки вала под уплотнением должна быть $HRC 35 \dots 50$ МПа. Отверстие в крышке для установки манжеты выполняют по $H8$ с $Ra = 2,5$ мкм. Для удаления изношенной манжеты в крышке предусматривают 2...3 демон-

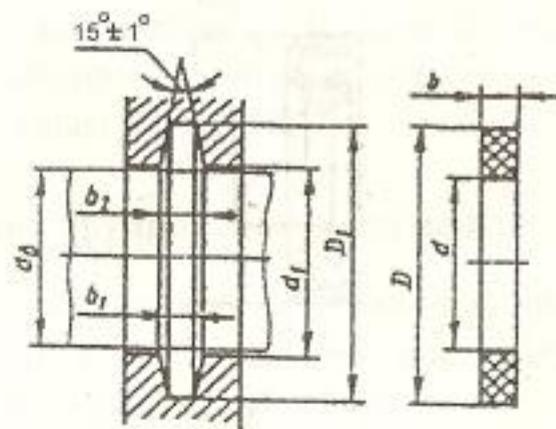


Рис. 43

ГОСТ 6418-67

Таблица 23

d_0 вала	Кольцо			Канавка			
	d	D	b	D_1	d_1	b_1	b_2
10	9	18	2,5	19	11	2	3
12	11	20		21	13		
14	13	22		23	15		
15	14	23		24	16		
16	15	26	3,5	27	17	3	4,5
17	16	27		28	18		
18	17	28		29	19		
20	19	30		31	21		
22	21	32	5	33	23	4	5,5
25	24	37		38	26		
28	27	40		41	29		
30	29	41		43	31		

Пример условного обозначения кольца $d = 15$ мм, $D = 26$ мм, $b = 3,5$ мм.
Кольцо СТ 26-15-3,5 ГОСТ 6418-67

тажных отверстия диаметром $3 \dots 4$ мм. Размеры резиноармированных манжет (рис. 44) подбирают по ГОСТу (табл. 24).

Бесконтактные уплотнения разнообразны по конструкции. Для узлов, работающих на пластичной смазке (РГР), можно использовать жировые канавки (см. рис. 42, в) и лабиринтное уплотнение (рис. 42, г).

Жировые канавки при сборке заполняют пластичной смазкой. Размеры канавок и величину зазора назначают в зависимости от диаметра вала. Например, при $d = 20 \dots 50$ мм $r = 1 \dots 1,25$ мм и $\delta = 0,3 \dots 0,4$ мм (рис. 45). Их применяют при $V \leq 30$ м/с и $T = 80 \dots 400$ °С. Канавки выполняются в крышке подшипника 5 (см. рис. 42, в).

Бесконтактное радиальное лабиринтное уплотнение состоит из двух деталей: лабиринтной втулки 6 и крышки 7 (см. рис. 42, г).

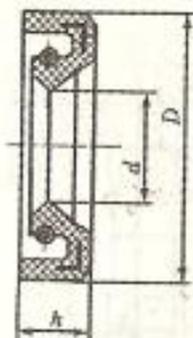


Рис. 44

ГОСТ 8752-70

Таблица 24

d , вала	D		h		d , вала	D		h	
	1-й ряд	3-й ряд	1-й ряд	3-й ряд		1-й ряд	3-й ряд	1-й ряд	3-й ряд
6		16			22		36		
7		17			23	40	38		
8	22	18			24		--		
9		19			25	42	39		
10	26	20		5	26	45	40		
11		21			28	47	42		
12		22			30	52	45		
13	28	25	7		32		48	10	7
14		26			34	--	50		
15	30	27			35		50		
16		28			36	58	50		
17	32	29		6	38		55		
18		30			40	60	55		
19	35	31			42	62	58		
20		32			44	--	--		
21	40	35	10		45	65	60		

Пример условного обозначения манжеты для вала диаметром 50 мм с наружным диаметром $D = 70$ мм из резины группы 4 : Манжета 1-50 x 70-4 ГОСТ 8752-70

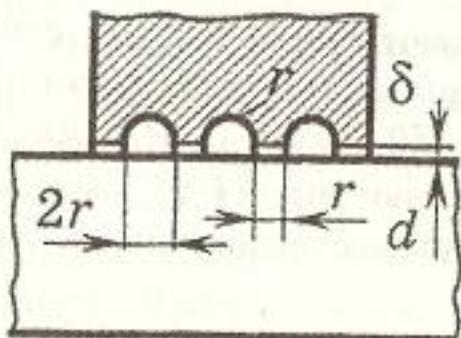


Рис. 45

Это уплотнение имеет практически неограниченную долговечность, отсутствие потерь на трение и небольшую стоимость. Для повышения эффективности при $V \leq 15 \dots 20$ м/с зазоры в уплотнении заполняют пластичной смазкой. При $V > 20$ м/с эта смаз-

ка разжижается и выбрасывается из щелей, возрастают также потери на трение. Лабиринтная втулка на валу может крепиться, например, установочным винтом δ .

3.6. Конструирование фрагментов корпуса

Корпусные детали являются составной частью редуктора. К ним относятся сам корпус и детали, составляющие с ним одно неподвижное звено: крышки, стаканы.

Назначение корпуса:

- обеспечить необходимое взаимное расположение деталей механизма;
- воспринять возникающие при работе нагрузки;
- изолировать внутреннюю полость механизма от окружающей среды;
- обеспечить отвод тепла;
- создать благоприятные условия смазывания.

Форма корпуса определяется размерами и конструкцией передачи, требованиями прочности и жесткости. Наряду с этим они должны быть по возможности легкими, компактными, простыми по форме и технологичными в изготовлении и сборке.

Корпуса механизмов ЛА выполняются, как правило, литыми, разъемными. Причем плоскость разъема располагается перпендикулярно осям валов. Разъем может быть выполнен в средней части, и обе половины получаются сопоставимыми по размерам и массе. Части можно назвать — «корпус правый» и «корпус левый».

Если разъем смещают к краю (в одну сторону), то одна из половинок уже будет напоминать крышку. В этом случае корпусные детали можно определить как «корпус» и «крышка корпуса».

В конструкции корпуса можно выделить следующие элементы: стенки, фланцы, бобышки, ребра, пластики.

Стенки выполнены с поверхностями в виде плоскостей и элементов тел вращения.

Фланцы служат для соединения корпуса с электродвигателем или с основанием (крепление к силовому каркасу ЛА), а также для соединения частей разъемного корпуса.

Бобышки предназначены для установки подшипников в стенке корпуса и для размещения резьбовых отверстий.

Пластики используются для выравнивания поверхностей в местах расположения крышек подшипников, люков и т.д.

Для отливок корпусов обычно используют легкие сплавы, чаще алюминиевые и магниевые, имеющие малую плотность при относительно высокой прочности. В РГР можно рекомендовать сплавы с высоким содержанием кремния (силумины) — *АЛ2, АЛ5*; они обладают хорошими литейными свойствами и применяются для тонкостенных конструкций сложной конфигурации. Сплав с высоким содержанием меди *АЛ19* имеет худшие литейные свойства, но более высокие механические характеристики, хорошо обрабатывается резанием. Применяют этот сплав для высоконагруженных корпусов, подвергающихся механической обработке.

Сплав *АЛ8* с высоким содержанием магния обладает хорошими механическими свойствами, хорошо обрабатывается резанием и имеет повышенную коррозионную стойкость.

Литейные магниевые сплавы обладают меньшей плотностью, чем алюминиевые, характеризуются хорошей обрабатываемостью резанием, но сильным окислением во влажной атмосфере. Можно рекомендовать сплав *МЛ5*, а для более нагруженных деталей — *МЛ8*.

Для получения заготовки при единичном и мелкосерийном производстве применяют литье в песчаные формы, характеризующиеся низкой точностью размеров (± 1 мм) и большой шероховатостью отливок ($Ra = 6,3$). Литье по выплавляемым моделям и в металлические формы (кокили) применяют только при серийном и массовом производстве.

Для облегчения выемки модели из литейной формы поверхностям, перпендикулярным к плоскости разъема формы, придают формовочные (литейные) уклоны. Они зависят от размера стенки и назначаются технологом (от 3° до 1°). Если элемент детали, например бобышка, имеет большую массу, то наличие уклонов следует учитывать при конструировании. Конструктивные уклоны местных невысоких утолщений бобышек, платиков увеличивают до 45° .

Коэффициент использования материала (КИМ) даже с учетом последующих механических операций для литых деталей превы-

шает 0,95. Однако литейные материалы обладают пониженной прочностью, причем различной в разных частях отливки. Прочность стенок уменьшается с удалением от поверхности, а в местах утолщений могут образовываться усадочные рыхлоты и раковины. Поэтому литые корпуса выполняют с наименьшей толщиной стенки, допускаемой выбранным способом литья, и, по возможности, выдерживают их одинаковую толщину. Необходимая прочность и жесткость обеспечиваются соответствующим расположением стенок, приданием им правильной формы, а также **орегбрением**. Угловые сопряжения стенок и переходы к утолщениям (бобышкам и т.д.) выполняют в виде радиусных переходов.

Рекомендации к РГР

Поскольку конструируется только фрагмент корпуса, можно линию разъема начертить самостоятельно, выбрав один из вариантов, более удобный для сборочного чертежа узла вала.

Толщина стенки корпуса δ зависит от передаваемой мощности (межосевого расстояния $a_{w_{max}}$, разд. 3) и может быть найдена по эмпирической зависимости $\delta = 0,03 a_{w_{max}} + (2...4)$ мм. Для рассматриваемых конструкций можно рекомендовать $\delta = 3\div 6$ мм.

Размеры бобышек для установки подшипников в корпус (рис. 46, а, б) определяются размерами самих подшипников и их стаканов (если они предусмотрены), крышек подшипников, с учетом закрепления стаканов и крышек на корпусе, т.е. размерами резьбовой крепежной детали. В силовых механизмах желательнее бобышки выполнять двухсторонними (рис. 46, б), чтобы результирующая сила действия подшипника на корпус приходилась на стенку корпуса, не вызывая в стенке напряжения изгиба. Радиусные переходы можно выполнить следующими: $R = (0,5\div 2) \delta$ (δ — толщина стенки).

Крышки подшипников (рис. 47) закрывают отверстия в корпусе. Они могут быть глухими (рис. 47, а) с центрирующим выступом. Длина центрирующего участка l (цилиндрического пояска) берется в зависимости от посадочного размера. В РГР это внешний

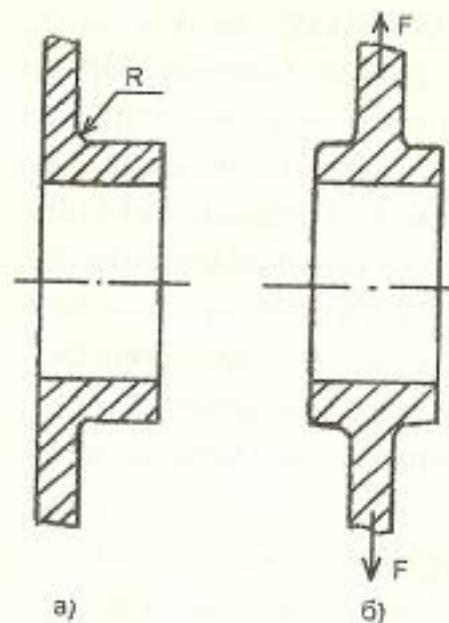


Рис. 46

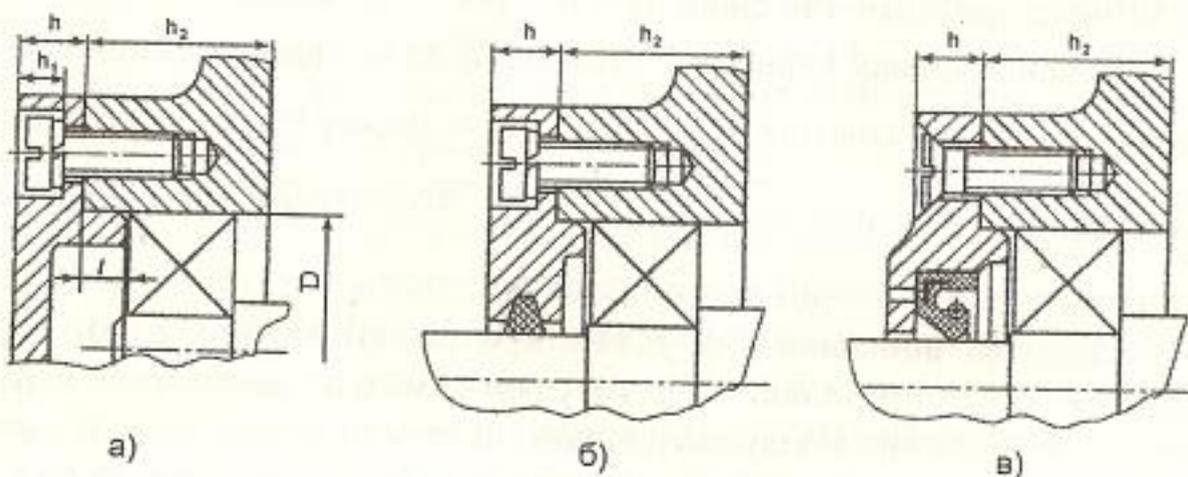


Рис. 47

во фланце крышки выполняют три-четыре отверстия, которые должны совпадать с отверстиями в корпусе.

В РГР рекомендуется использовать винты с цилиндрической (табл. 25, рис. 48) и потайной (рис. 49, табл. 26) головками. Для стопорения винтов с цилиндрическими головками применяют пружинные шайбы (см. рис. 28, табл. 14). Диаметр винтов выбирают примерно равным толщине крышки — для резьбовых соединений средней степени точности.

В корпусах из легких сплавов при заданной большой долговечности подшипники качения устанавливают, как правило, в ста-

диаметр подшипника D , которому соответствует отверстие в корпусе; $l = 0,4\sqrt{D}$. Если крышка сквозная (рис. 47, б, в), т.е. в ней выполнено отверстие для выхода вала из корпуса и имеется гнездо под манжетное или сальниковое уплотнения, то ее размеры будут другими, однако центрирующий выступ (поясок) сохранится. Толщину крышки h принимают по соотношению $h = 0,5\delta$ (δ — толщина стенки корпуса).

Крышки крепятся к бобышке корпуса резьбовыми крепежными деталями — винтами или шпильками. Для этого

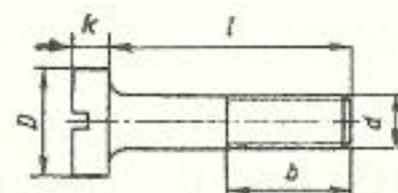


Рис. 48

Размер l брать из ряда чисел: 2; (2,5); 3; (3,5); 4; 5; 6; (7); 8; 9; 10; 11; 12; (13); 14; 16; (18); 20; (22); 25; (28); 30; (32); 35; (38); 40; (42); 45; (48); 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; (85); 90; (95); 100. Длины винтов, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

[ГОСТ 1491—80]

Таблица 25

Номинальные диаметры резьбы d	2	2,5	3	3,5	4	5	6	8
Шаг резьбы P	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,8	1	1,25/1,0
Диаметр головки D	3,8	4,5	5,5	6,0	7,0	8,5	10	13
Высота головки k	1,3	1,6	2,0	2,4	2,6	3,3	3,9	5,0
Длина резьбы b :								
удлиненная	16	18	19	20	22	25	28	34
нормальная	10	11	12	13	14	16	18	22
Длина винта l	2,5...20	3...25	3...30	4...35	4...40	6...50	1...60	12...80

Пример условного обозначения винта с цилиндрической головкой, класса точности А, диаметром резьбы $d = 8$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска резьбы $6g$, длиной $l \leq 50$ мм, нормальной длиной резьбы $b = 22$ мм, класса прочности 4.8, без покрытия: Винт А—М8—6g×50-4.8 ГОСТ 1491—80.

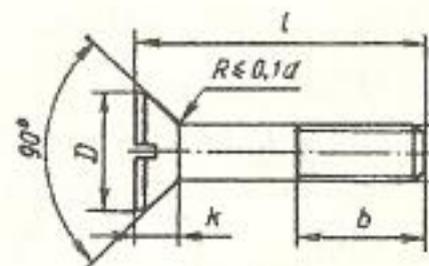


Рис. 49

[ГОСТ 17475—80]

Таблица 26

Номинальный диаметр резьбы d	2	2,5	3	3,5	4	5	6	8
Шаг резьбы P	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,8	1	1,25
Диаметр головки D	3,8	4,7	5,6	6,5	7,4	9,2	11	14,5
Высота головки k , не более	1,2	1,5	1,65	1,93	2,2	2,5	3	4
Длина резьбы b :								
удлиненная	16	18	19	20	22	25	28	34
нормальная	10	11	12	13	14	16	18	22
Длина винта l	3...20	3,5...25	3,5...30	5...35	5...40	6...50	8...60	10...80

Пример условного обозначения винта с потайной головкой, класса точности А, диаметром резьбы $d = 8$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска резьбы $6g$, длиной $l = 50$ мм нормальной длиной резьбы $b = 22$ мм, класса прочности 4.8, без покрытия: Винт А. М8—6g×50-4.8 ГОСТ 17475—80.

канах. Это делается для предупреждения смятия и разбивания опорных поверхностей.

Стаканы подшипников обычно изготавливаются из легированной стали (18Х2Н4МА, 38Х2МЮА, 40ХН) с цементацией или азотированием поверхности, сопрягаемой с кольцом подшипника. Толщина стенок стакана в среднем может быть определена из соотношения

$$\delta_{ст} = 2 + 0,015D, \text{ мм,}$$

где D — диаметр внешнего кольца подшипника, мм.

Стаканы под подшипники устанавливают в корпусе с небольшим натягом (посадка $H7/n6$) и крепят при помощи фланца вместе с крышкой к корпусу. При этом исключается возможность перекоса вала и микроперемещения стакана при длительной циклической нагрузке и вибрации. В средненагруженных механизмах стаканы размещаются в корпусе с отбортовкой t (рис. 50), высота которой равна $0,5\delta_{ст}$. Посадка стакана в корпусе $H7/p6$; $H7/r6$.

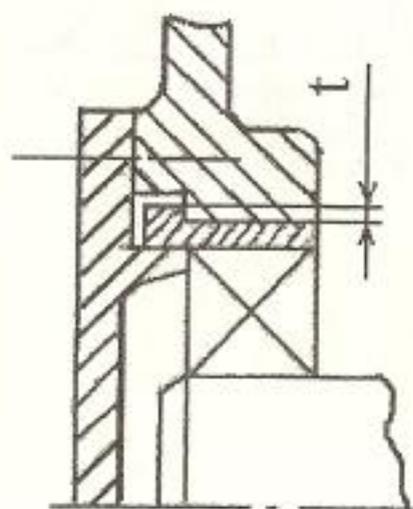


Рис. 50

Толщина фланцев крышки подшипника и стакана примерно равна диаметру винта.

Размеры крышек и винтового соединения для РГР можно определить, согласуясь с рис. 47, 49, 51, 52 и следующими рекомендациями.

Размеры элементов фланцевого соединения крышки с бобышкой корпуса выбираются в зависимости от диаметра резьбы винта $d \cong 0,5d_k$, где d_k — диаметр резьбовой детали для соединения двух частей корпуса механизма по плоскости разъема, $d_k \cong 0,9\delta\sqrt[3]{\delta} \geq 6$ мм; δ — толщина корпуса. Диаметры отверстий в крышке под головки винтов $D \cong 2d$ (рис. 51, а), $D_1 \cong 2,05d$ (рис. 51, б). Диаметр отверстия

в крышке под винт $d_1 \cong 1,05d$ (рис. 51). Конструктивные размеры фланцев крышки и бобышки корпуса: $h = (1,3...1,5)d$, $h_1 \cong d$; $h_2 = (3,5...4,2)d$; $k = (1,1...1,2)d$; $c = 0,5k$. Глубина завинчивания $l_{зав}$

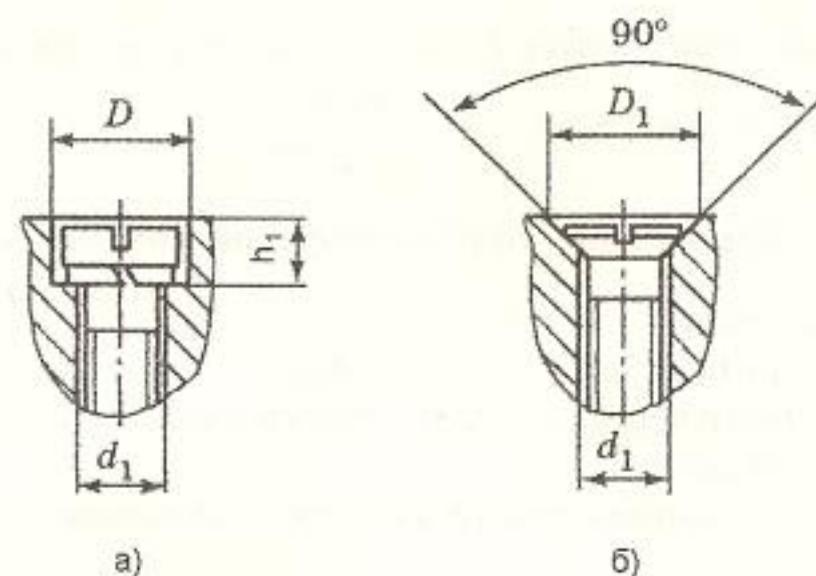


Рис. 51

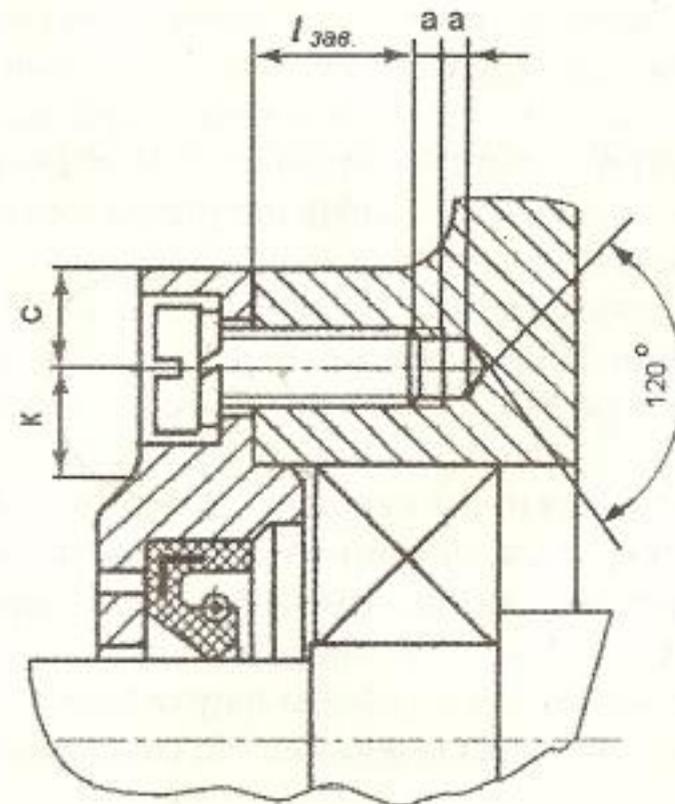


Рис. 52

в крышке под винт $d_1 \cong 1,05d$ (рис. 51). Конструктивные размеры фланцев крышки и бобышки корпуса: $h = (1,3...1,5)d$, $h_1 \cong d$; $h_2 = (3,5...4,2)d$; $k = (1,1...1,2)d$; $c = 0,5k$. Глубина завинчивания $l_{зав}$

винтов в бобышку корпуса $l_{зав} = (2...2,5)d$; недорез резьбы и запас резьбы $a \cong \frac{1}{2}d$ (рис. 52).

3.7. Оформление конструкторской документации

Документация к РГР состоит из:

- расчетно-пояснительной записки;
- сборочного чертежа узла промежуточного вала редуктора;
- спецификации;
- рабочего чертежа детали узла (по согласованию с консультантом) [8].

Расчетно-пояснительная записка

1. Записку выполняют на стандартных листах формата А4 (210×297 мм). Записи ведутся на белой бумаге с одной стороны листа рукописным или печатным способом. Слева оставляют поля ~ 20...25 мм для скрепления листов записки. Изображение расчетно-конструктивной схемы вала и эпюр внутренних силовых факторов можно выполнять на миллиметровке.

2. Итоговому документу присваивается шифр ПЗ.

3. Содержание ПЗ: титульный лист (рис. 53), оглавление, техническое задание на РГР, основная часть с расчетами и выводами, список литературы.

4. Записка должна иметь сквозную нумерацию листов. Титульный лист не нумеруется, но считается первым листом.

5. Техническое задание записывают в виде кинематической схемы механизма с пояснениями, числовых исходных данных в соответствии с вариантом, циклограммы нагружения механизма и технических условий на проектирование (по согласованию с консультантом).

6. Рекомендуемые названия разделов в основной части ПЗ: кинематический расчет редуктора; силовой расчет; определение основных геометрических размеров зубчатых колес; выбор материала для изготовления валов и зубчатых колес; проектировочный расчет валов; выбор подшипников; конструирование валов; конструирование зубчатых колес; подбор уплотнительных устройств;

МАИ
Кафедра 906

Узел промежуточного вала редуктора

Расчетно – пояснительная записка

РГР.001.000.ПЗ

Студент группы 05-201 _____ /Фамилия И. О./
(подпись) (дата)

Консультант _____ /Фамилия И. О./
(подпись) (дата)

2006

Рис. 53

жи этих деталей на формате А3 в масштабе 1:1 или с увеличением 2:1; 2,5:1.

Зубчатое колесо изображают в виде полного разреза. На виде слева показывают только очертание отверстия для вала со шпоночным пазом или со шлицами.

Вал-шестерню на главном виде изображают с местным разрезом зубчатого венца. Для относительно мелких частей изображения (канавок, проточек, пазов и т.п.) используют выносные элементы в увеличенном масштабе для четкой простановки размеров.

Размеры на чертеже наносят цепным, координатным или комбинированным методом. При *цепном способе* размеры проставляют последовательно как звенья одной цепи. При этом повышается точность отдельных участков, однако на длине детали отклонения каждого из участков суммируются. При *координатном способе* размеры детали проставляются от одной базы и ошибки в размерах между соседними элементами увеличиваются. На практике используют комбинированный метод простановки размеров.

Размеры зубчатого венца на чертеже не указываются, а необходимые параметры для нарезания зубьев заносятся в специальную таблицу, расположенную в правом верхнем углу чертежа. Расположение таблицы, ее размеры и содержание для прямозубого цилиндрического колеса приведены на рис. 55.

При простановке размеров необходимо учитывать следующее:

- обязательно должны быть проставлены габаритные размеры;
- размерная цепь не должна быть замкнутой, а в качестве замыкающего звена, на который размер не ставится, выбирают наименее ответственный элемент детали;
- размеры должны соответствовать предполагаемому порядку механической обработки;
- не следует проставлять размеры от невидимого контура.

Размеры поверхностей детали, предназначенные для посадки, должны иметь обозначение допуска в соответствии с посадкой на сборочном чертеже. Допуск проставляется в буквенной форме с указанием квалитета точности. Если предельные отклонения (допуски) не указаны на чертеже после значения размера, они называются *неуказанными предельными отклонениями* и оговариваются в технических требованиях. Для размеров отверстий и валов от-



				РГР. 001.003				
Изм.	Лист	№ докум.	Лист	Дата	Колесо зубчатое	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.						у		1:1
Проф.						Лист	Листов	1
Т.контр.					Сталь 40Х ГОСТ 4543-71	МАИ, каф. 906		
Н.контр.								
Этик.								

Рис. 55

клонения могут быть как односторонними, так и симметричными, для линейных размеров — только симметричными. Назначают допуски на свободные размеры по 12 квалитету точности. Это означает, что для размеров отверстий, у которых на изображении не

указан допуск, он равен $H12$; для размеров валов — $h12$; для прочих размеров $\pm \frac{IT12}{2}$ — половина допуска 12 квалитета. Величины допусков размеров для различных квалитетов приведены в табл. 27.

Таблица 27

Интервал размеров, мм	Квалитет									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Свыше 1 до 3	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100
св. 3 до 6	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120
св. 6 до 10	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150
св. 10 до 18	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180
св. 18 до 30	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210
св. 30 до 50	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250
св. 50 до 80	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300
св. 80 до 120	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350
св. 120 до 180	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400
св. 180 до 250	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460
св. 250 до 315	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520
св. 315 до 400	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570
св. 400 до 500	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630

Кроме допусков на размеры, необходимо нормировать отклонения формы детали и взаимного расположения поверхностей. В подвижных соединениях эти отклонения приводят к снижению точности функционирования механизма, повышенному шуму, увеличению износа, к нарушению плавности хода, а в неподвижных соединениях — к снижению их прочности и точности взаимного центрирования.

Предельные отклонения формы и расположения поверхностей, допустимые в пределах поля допуска на размер, на чертеже детали не оговариваются. Во всех других случаях их указывают, используя условные обозначения, или в текстовой форме в технических требованиях. Предпочтительно использовать условные обозначения.

Сведения о предельных отклонениях формы и расположения поверхностей указывают в прямоугольной рамке, разделенной на две или три части, где последовательно располагаются: условное обозначение отклонения; предельное отклонение или допуск в миллиметрах с точностью до микрометров; буквенное обозначение базы.

Базой может быть поверхность, ее образующая или точка (например, вершина конуса, центр сферы). Для поверхности вращения в качестве базы может рассматриваться ее ось.

Величины допусков на отклонение формы и расположения поверхностей можно назначать в соответствии со следующими рекомендациями:

 — отклонение от цилиндричности — допуск принимают равным примерно 0,3 допуска на размер;

 — отклонение от соосности — при частоте вращения $n \geq 1000$ об/мин принимают равным $48/n$, при $n < 1000$ об/мин допуск соосности не указывают;

 — отклонение от параллельности и симметричности шпоночного паза — допуск параллельности принимают равным 0,6 допуска размера ширины паза b , а допуск симметричности принимают равным 0,4 допуска размера ширины паза b ;

 — отклонение от перпендикулярности — допуск принимают равным 0,6 допуска на размер посадочного диаметра d ;

 — отклонение от параллельности — допуск принимают равным 0,6 допуска на размер посадочного диаметра d .

Числовые значения допусков должны быть округлены до стандартных значений по табл. 28.

Для всех поверхностей деталей должна быть указана шероховатость в параметрах Ra или Rz . Шероховатость устанавливается в зависимости от точности изготовления, функционального назна-

Таблица 28

0,1	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8
1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8
10	12	16	20	25	30	40	50	60	80

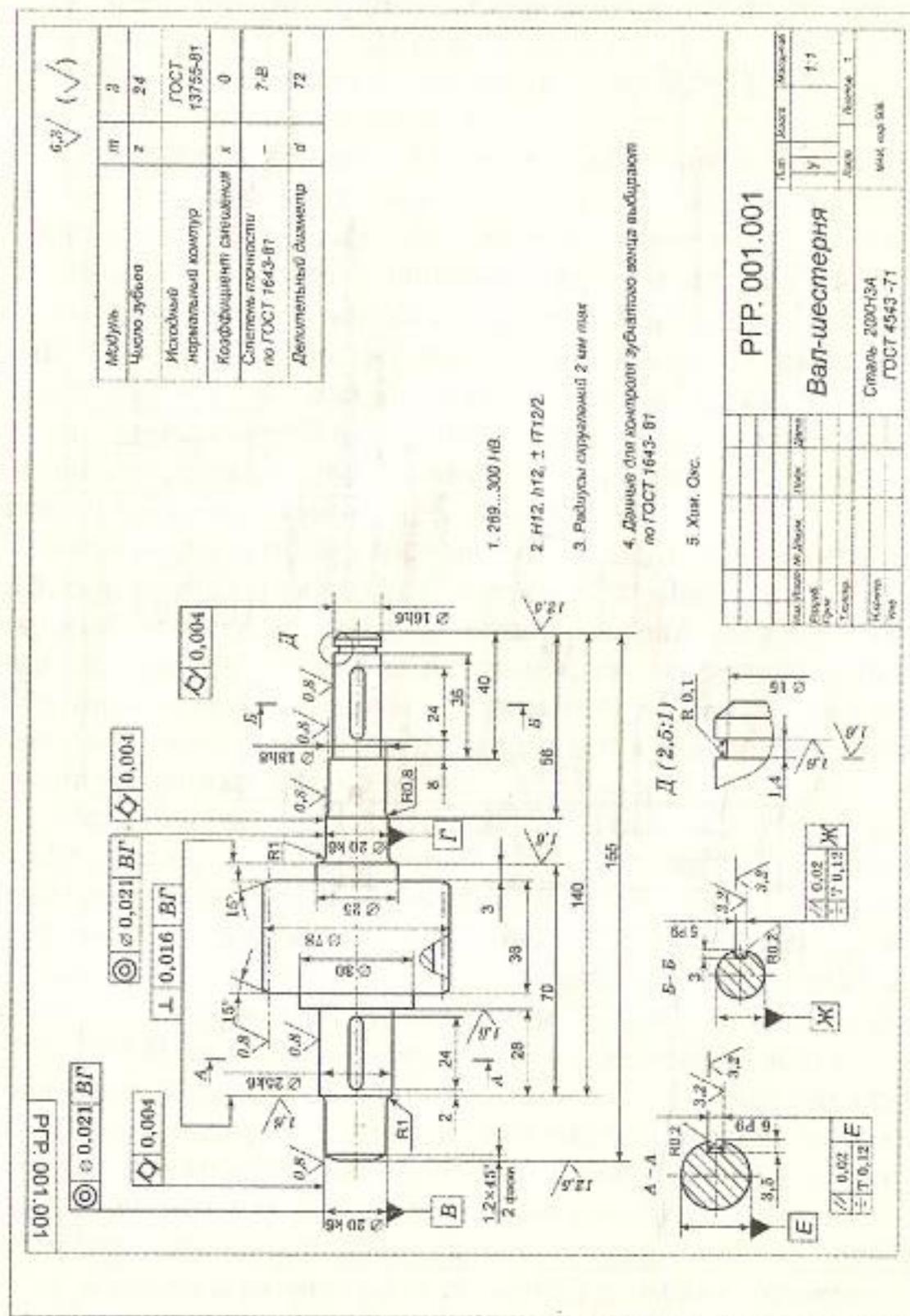


Рис. 57

- требования к качеству поверхностей (указания об отделке, покрытии);
- ссылки на другие документы, содержащие технические требования, не приводимые на чертеже.

Примеры выполнения рабочих чертежей зубчатого цилиндрического колеса и вала-шестерни с зубчатым цилиндрическим колесом приведены на рис. 56, 57.

4. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ

4.1. Проверочный расчет вала на прочность

Расчет валов проводится в три этапа.

При отсутствии данных о линейных размерах вала и соответственно об изгибающих моментах на *первом этапе* определяют приближенное значение диаметра вала в наиболее нагруженном сечении, (см. разд. 2.5).

На *втором этапе* в соответствии с полученным диаметром вала придается конструктивная форма, отвечающая кинематической схеме и отражающая требования технологичности и сборки. В результате устанавливаются все размеры вала (см. разд. 3.2).

На *третьем этапе* выполняется проверочный расчет вала. Основным критерием вращающихся валов является циклическая прочность, так как вращение вызывает в них переменные напряжения при постоянных по величине и направлению действующих силах.

Расчет на сопротивление усталости

В расчете вала можно выделить следующие этапы: составление расчетной схемы; определение расчетных нагрузок и построение эпюр изгибающих и крутящих моментов; расчет напряжений и запасов прочности в опасных сечениях вала.

Для расчета вращающийся вал представляют в виде балки на шарнирных опорах. Место расположения опор зависит от вида подшипника. При установке вала в радиальных шариковых подшипниках качения точками опор считают середину ширины каждого подшипника (рис. 58).

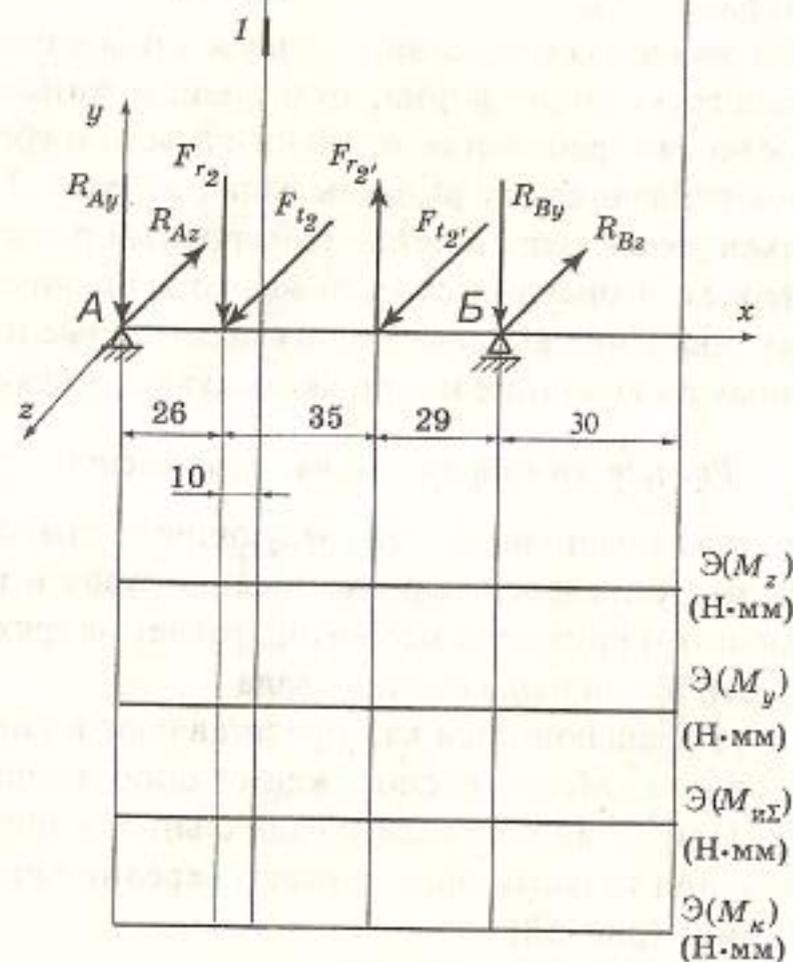
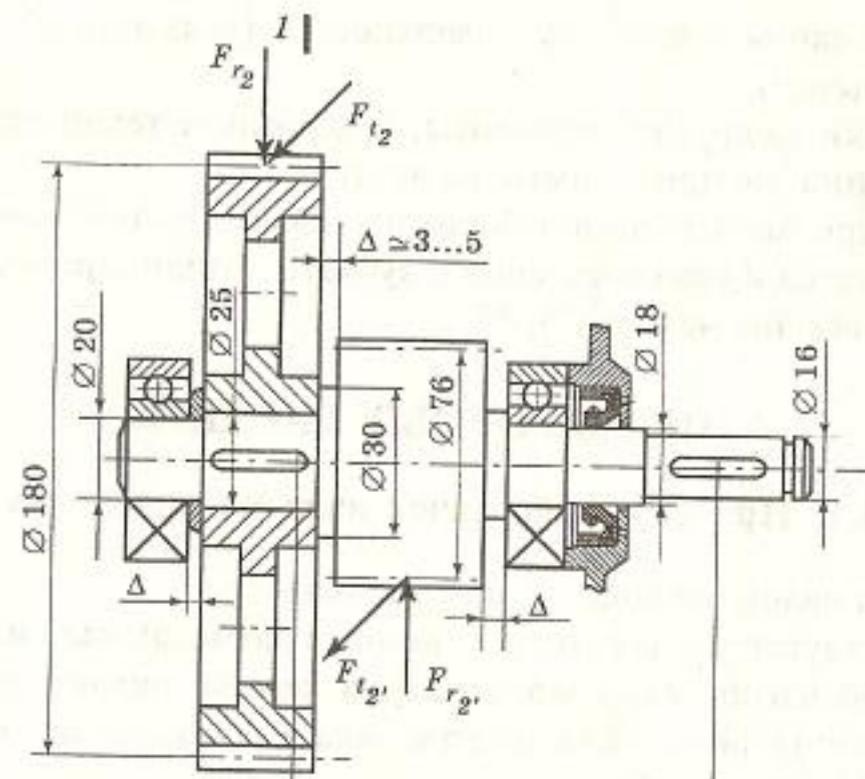


Рис. 58

Нагрузки, действующие на вал, передаются от сопряженных с ним зубчатых колес. Они определяются по соответствующим зависимостям расчета передач или экспериментально. В расчетах валов эти нагрузки, распределенные по поверхности контакта, заменяются сосредоточенными эквивалентными силами и прикладываются в середине ступицы детали. Найденные нагрузки переносятся на ось вала, и строятся соответствующие эпюры (рис. 58).

При расчете на усталость расчетными являются сечения с концентраторами напряжений: галтельные переходы, шлицы, шпоночные канавки, поперечные отверстия, резьба, в которых действуют высокие изгибающий и крутящий моменты. В сложных по конструкции валах иногда трудно выделить одно опасное сечение, и тогда расчет ведется для нескольких сечений. Для каждого из расчетных сечений определяют коэффициенты запаса прочности и сравнивают его с допускаемым значением $[n]$. Для обеспечения надежной работы должно быть $[n] = 1,5 \dots 2,5$. Прочность оценивают по формуле

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

где n_{σ} и n_{τ} — запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям, для частного случая РГР:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1N}}{\sigma_a K};$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1N}}{\tau_a K'}.$$

Здесь σ_{-1N} и τ_{-1N} — ограниченные пределы выносливости стандартного образца при симметричном цикле изменений напряжений определяются по неравенствам

$$\sigma_T \geq \sigma_{-1N} = \sigma_{-1} \cdot \sqrt[9]{\frac{10^7}{N_p}} \geq \sigma_{-1};$$

$$\tau_T \geq \tau_{-1N} = \tau_{-1} \cdot \sqrt[9]{\frac{10^7}{N_p}} \geq \tau_{-1},$$

где σ_T, τ_T — пределы текучести; σ_{-1}, τ_{-1} — пределы выносливости. Так как нагрузка в РГР определяется по циклограмме, то при

расчете на изгиб расчетное число циклов $N_p = \frac{l_{\text{ин}}}{60} \cdot N_{\text{ин}} \cdot n_2$, на кру-

чение $N_p = N_{\text{ин}}$; σ_a и τ_a — амплитудные напряжения циклов нормальных и касательных напряжений

$$\sigma_a = \frac{\sqrt{M_Z^2 + M_Y^2}}{W_Z}; \quad \tau_a = \frac{M_K}{W_p},$$

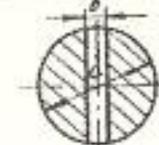
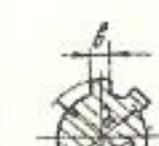
где M_Z, M_Y — изгибающие моменты в расчетном сечении [Н·мм]; W_Z — осевой момент сопротивления [мм³]. Для сплошных сечений $W_Z = 0,1d^3$; для сечений, ослабленных отверстиями, шпоночным пазом, шлицами и т.д., W_Z вычисляется в соответствии с табл. 29. M_K — крутящий момент в расчетном сечении [Н·мм]; W_p — полярный момент сопротивления, для сплошного сечения $W_p = 0,2d^3$. Для ослабленных сечений W_p вычисляют в соответствии с табл. 29. Значения M_Z, M_Y, M_K — определяются по эпюрам.

K и K' — коэффициенты снижения пределов выносливости детали. Коэффициент снижения предела выносливости детали: при расчете на изгиб

$$K = \left(\frac{k_\sigma}{k_{d\sigma}} + \frac{1}{k_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{k_Y};$$

при расчете на кручение

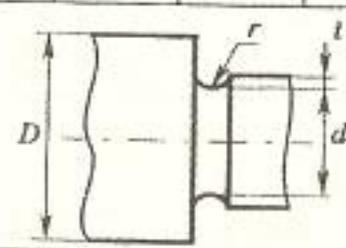
$$K' = \left(\frac{k_\tau}{k_{d\tau}} + \frac{1}{k_{F\tau}} - 1 \right) \frac{1}{k_Y},$$

Сечение вала	$W_Z, \text{мм}^3$	$W_p, \text{мм}^3$	$S, \text{мм}^2$
	$\frac{\pi(d-1,2m)^3}{32}$	$\frac{\pi(d-2,4m)^3}{16}$	$\frac{\pi(d-1,2m)^2}{4}$
	m — модуль соединения		
	$\frac{\pi d^3}{32}(1-C^4)$	$\frac{\pi d^3}{16}(1-C^4)$	$\frac{\pi d^2}{4}(1-C^2)$
	$C = \frac{d_0}{d}$		
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^2}{4} - bt$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$\frac{\pi d^2}{4} - 2bt$
	$\frac{\pi d^3}{32} \left(1 - 1,7 \frac{b}{d}\right)$	$\frac{\pi d^3}{16} \left(1 - \frac{b}{d}\right)$	$\frac{\pi d^2}{4} - bd$
	$\frac{\pi d^3 + bZ(D-d)(D+d)^2}{32D}$	$\frac{\pi d^3 + bZ(D-d)(D+d)^2}{16D}$	$\frac{\pi(D+d)^2}{16}$
	Z — число шлиц		

где k_σ и k_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений (зависят от вида концентратора напряжений); $k_{d\sigma}$ и $k_{d\tau}$ — коэффициенты влияния размеров детали; k_Y — коэффициент, учи-

тывающий повышения предела выносливости при поверхностном упрочнении, для РГР — $k_V = 1$; $k_{F\sigma}$ и $k_{F\tau}$ — коэффициенты влияния шероховатости. Эффективные коэффициенты k_σ и k_τ концентрации напряжений для стали при изгибе и кручении валов в месте кольцевой канавки находят по табл. 30; в ступенчатом перехо-

Таблица 30

Эффективный коэффициент концентрации	$\sigma_{в}$ МПа	r/d							
		0,01	0,03	0,05	0,1	0,01	0,02	0,03	
k_σ		$t/r = 0,5$				$t/r = 2$			
		600	1,98	1,82	1,71	1,52	2,43	2,32	2,22
		800	2,09	1,92	1,82	1,59	2,56	2,45	2,35
		1000	2,20	2,02	1,93	1,66	2,70	2,58	2,47
		1200	2,31	2,12	2,04	1,73	2,84	2,71	2,59
		$t/r = 1$				$t/r = 3$			
		600	2,21	2,03	1,91	—	2,56	2,42	—
		800	2,37	2,14	2,03	—	2,73	2,56	—
		1000	2,45	2,25	2,15	—	2,90	2,70	—
		1200	2,57	2,36	2,27	—	3,07	2,84	—

де с галтелью — по табл. 31; при изгибе и кручении валов со шлицами, шпоночной канавкой, с резьбой и поперечным отверстием — по табл. 32. Коэффициенты $k_{d\sigma}$ и $k_{d\tau}$ приведены в табл. 33.

Значения $k_{F\sigma}$ в зависимости от параметров шероховатости Ra и Rz приведены на рис. 59. Величина $k_{F\tau}$ определяется соотношением $k_{F\tau} = 0,575k_{F\sigma} + 0,425$.

Таблица 31

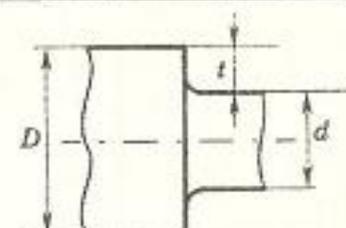
Эффективный коэффициент концентрации	$\sigma_{в}$ МПа	r/d							
		0,01	0,03	0,05	0,1	0,01	0,02	0,05	
k_τ		600	1,80	1,60	1,46	1,23	—	—	—
		800	2,00	1,75	1,57	1,28	—	—	—
		1000	2,20	1,90	1,69	1,34	—	—	—
		1200	2,40	2,05	1,81	1,40	—	—	—
k_σ	$t/r = 1$				$t/r = 3$				
	600	1,38	1,67	1,64	1,50	1,94	2,02	2,03	
	800	1,41	1,76	1,73	1,61	2,03	2,13	2,16	
	1000	1,45	1,84	1,83	1,12	2,12	2,25	2,30	
	1200	1,49	1,92	1,93	1,83	2,21	2,37	2,44	
	$t/r = 2$				$t/r = 5$				
	600	1,57	1,88	1,82	—	2,17	2,23	—	
	800	1,62	1,99	1,95	—	2,28	2,38	—	
	1000	1,67	2,11	2,07	—	2,39	2,52	—	
	1200	1,72	2,23	2,19	—	2,50	2,66	—	
k_τ	$t/r = 1$				$t/r = 3$				
	600	1,29	1,42	1,44	1,39	1,59	1,66	1,68	
	800	1,30	1,45	1,47	1,43	1,64	1,72	1,74	
	1000	1,31	1,48	1,51	1,46	1,68	1,79	1,81	
	1200	1,32	1,52	1,54	1,50	1,73	1,86	1,88	
	$t/r = 2$				$t/r = 5$				
	600	1,40	1,57	1,57	—	2,24	2,12	—	
	800	1,43	1,61	1,62	—	2,37	2,22	—	
	1000	1,46	1,66	1,68	—	2,48	2,31	—	
	1200	1,47	1,71	1,74	—	2,60	2,40	—	

Таблица 32

$\sigma_{в}$, МПа	Шлицы		Шпоночная канавка		Метрическая резьба		Поперечное отверстие диаметром
	прямоточные	эвольвентные	со ступенчатым выходом	с плавным выходом	d/D 0,05...0,015	d/D 0,15...0,25	
k_{σ}							
600	1,55		1,76	1,46	1,96	2,05	1,85
800	1,65		2,01	1,62	2,20	2,10	1,90
1000	1,72		2,26	1,77	2,61	2,20	2,00
1200	1,75		2,50	1,92	2,90	2,30	2,10
k_{τ}							
600	2,36	1,46	1,54		1,54		1,80
800	2,55	1,52	1,88		1,71		1,96
1000	2,70	1,58	2,22		2,22		1,98
1200	2,80	1,60	2,39		2,39		2,00

Таблица 33

Деформация и материал	d , мм							
	15	20	30	40	50	70	100	200
Изгиб для углеродистых сталей $k_{d\sigma}$	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,7	0,61
Изгиб для легированных и кручение для всех сталей $k_{d\sigma}, k_{d\tau}$	0,87	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59	0,52

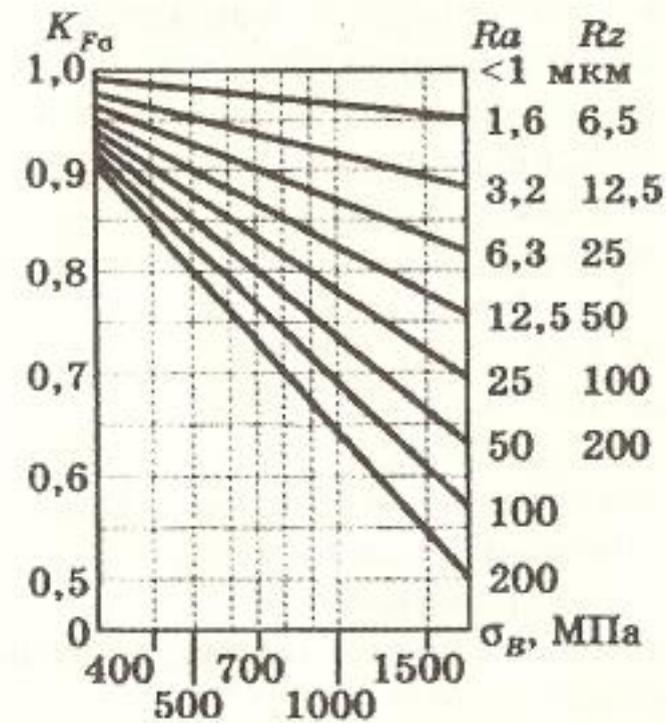


Рис. 59

4.2. Расчет подшипников на долговечность

Расчет долговечности подшипника ведется по его динамической грузоподъемности. При вращении подшипника под нагрузкой в точке взаимодействия тела качения с кольцом возникают контактные напряжения, изменяющиеся по отнулевому циклу. Критерием их работоспособности является сопротивление усталостному разрушению поверхности контакта.

На основании экспериментальных данных установлена следующая зависимость между действующей нагрузкой и долговечностью:

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^\alpha,$$

где L — долговечность подшипника, млн. об.; a_1, a_{23} — коэффициенты; C — динамическая грузоподъемность, представляющая собой постоянную радиальную нагрузку, которую подшипник с

неподвижным наружным кольцом выдерживает 1 млн. об.; P — эквивалентная нагрузка, действующая на подшипник; α — показатель степени ($\alpha = 3$ для шарикоподшипников).

Надежность подшипников общего применения соответствует вероятности безотказной работы $P = 0,9$. При необходимости повышения надежности вводят коэффициент долговечности a_1 :

P	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Коэффициент a_{23} зависит от материала, из которого изготовлен подшипник, и от условий эксплуатации. Для механизма общего применения можно принимать $a_{23} = 1$.

Эквивалентная нагрузка для радиальных подшипников определяется зависимостью

$$P = XV F_r k_{\sigma} k_{\tau},$$

где X — коэффициент радиальной нагрузки, $X = 1$ при отсутствии осевой силы; V — коэффициент вращения, равный 1, если вращается внутреннее кольцо, и $V = 1,2$ — при вращении наружного

кольца; F_r — радиальная нагрузка: $F_{rA} = R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}$ — в опоре A ,

$F_{rB} = R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}$ — в опоре B (следует выбрать более нагру-

женную опору и для нее вести проверку долговечности); k_{σ} — коэффициент безопасности, учитывающий характер действующей нагрузки; k_{τ} — температурный коэффициент, равный единице при рабочей температуре подшипника $t < 100$ °С.

Коэффициент безопасности $k_{\sigma} = 1$ при нагрузке без толчков; $k_{\sigma} = 1,2$ при легких толчках и вибрациях; $k_{\sigma} = 1,3 \dots 1,8$ при умеренных толчках и вибрациях; $k_{\sigma} = 2 \dots 3$ при сильных ударах и высоких перегрузках.

Долговечность подшипника L_h (в ч) сравнивают с ресурсом механизма:

$$L_h = \frac{a_1 a_{23} (C/P)^{\alpha} \cdot 10^6}{60 \cdot n_2} \geq T,$$

где n_2 — частота вращения кольца подшипника, об/мин; T — ресурс механизма, ч.

Расчет долговечности по динамической грузоподъемности ведется для подшипников с частотой вращения $n > 10$ об/мин.

Смазочные материалы

Большое значение имеет правильный выбор смазочного материала, наличие которого уменьшает потери на трение, способствует отводу тепла из зоны трения, смягчает удары тел качения о сепаратор и кольца, защищает от коррозии, снижает уровень шума. Выбор того или иного вида смазочного материала для подшипников зависит от режимов и условий работы, конструкции механизма, окружающей среды, специальных требований и др. Для смазывания применяют пластичные и жидкие смазочные материалы. Пластичные смазочные материалы марок ЦИАТИМ-201, Литол-24, ВНИИ НП-207 и др. используют в диапазоне температур $-60 \dots +150$ °С, при умеренных нагрузках и частотах вращения. Жидкие смазочные материалы (масла) применяют для скоростных и тяжело нагруженных подшипников как обеспечивающие более эффективный отвод теплоты, имеющие лучшее проникновение к поверхностям трения. Их применяют также в труднодоступных для смены смазочного материала узлах трения и при необходимости постоянного контроля за наличием смазочного материала. Основные марки жидких масел: промышленные И-5А, И-12А, трансмиссионные ТАД-17, авиационные МС-14, МК-22 и др. В РГР рекомендуется использовать пластичные смазки.

4.3. Проверочный расчёт соединений для передачи вращающего момента

Расчёт шпоночных соединений

Шпонки работают на срез и смятие. Размеры шпонок установлены ГОСТом таким образом, что определяющими прочностью шпо-

нок являются напряжением смятия. Расчет ведется в предположении равномерного распределения давления по боковым поверхностям контакта шпонки с валом и ступицей. По выбранным размерам расчет ведется как проверочный.

Для призматических и сегментных шпонок:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d \cdot l_p \cdot t_2} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T — вращающий момент, Н·мм; d — диаметр вала, мм; l_p — рабочая длина шпонки, мм; t_2 — глубина врезания шпонки в ступицу, мм; $[\sigma_{\text{см}}]$ — допускаемое напряжение смятия, МПа.

При знакопеременной нагрузке $[\sigma_{\text{см}}] = 0,4\sigma_T$, где σ_T — предел текучести материала шпонки (для СТ45 $\sigma_T = 350$ МПа).

Соединение сегментной шпонкой менее прочно, чем призматической для того же диаметра, так как имеет меньшую площадь смятия.

Для цилиндрических шпонок:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4T}{d \cdot d_{\text{ш}} \cdot l \cdot z} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где z — число шпонок; d — диаметр вала, мм; $d_{\text{ш}}$ — диаметр шпонки, мм; l — длина шпонки, мм.

Расчет эвольвентных шлицевых соединений

Расчет шлицев проводится на смятие как проверочный при выбранных по ГОСТу размерах:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d_m \cdot h \cdot l \cdot z \cdot \psi} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где d_m — средний диаметр соединения, $d_m = mz$; $h = m$; h — высота поверхности контакта зубьев; l — длина шлицев; $\psi = 0,7 \dots 0,8$ — коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями.

Значение допускаемых напряжений на смятие зависит от условий работы и твердости поверхности шлицев.

Для РГР можно использовать $[\sigma_{\text{см}}] = (60 \dots 100)$ МПа.

Расчет штифтового соединения

Соединение при известном $d_{\text{шт}}$ проверяют на срез и смятие. Условие прочности на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4T}{d \cdot \pi \cdot d_{\text{шт}}^2} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

$[\tau_{\text{ср}}]$ — допускаемое напряжение среза штифта, МПа.

В РГР можно принять $[\tau_{\text{ср}}] = 50$ МПа (штифт из углеродистой стали).

Штифтовое соединение проверяется на смятие при тонкой ступице:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d(D-d)d_{\text{шт}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

$(D-d)d_{\text{шт}}$ — условная площадь смятия, мм² (см. рис. 35); $[\sigma_{\text{см}}] = 150 \dots 180$ МПа (допускаемое напряжение смятия для стали).

Расчет профильного соединения

Профильное соединение рассчитывается на смятие. В РГР можно использовать формулу

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{3T}{b^2 \cdot l} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

b — ширина прямолинейной части грани; l — длина соединения, обычно $l = (1 \dots 2)d$; $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \dots 140$ МПа для термообработанных поверхностей (рис. 37).

Расчет фланцевого соединения

Для передачи вращающего момента используются болты, поставленные в отверстие без зазора (призонные болты). Соединение нагружено поперечной силой F , $F = T/R$ (R — расстояние от оси вала до оси болта, мм). Диаметр стержня болта находят из условия прочности на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4F}{\pi \cdot d_{\delta}^2 \cdot n} \leq [\tau_{\text{ср}}], \text{ откуда } d_{\delta} \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi [\tau_{\text{ср}}] \cdot n}}$$

Здесь $[\tau_{\text{ср}}] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$ — допускаемое напряжение среза, МПа;
 σ_T — предел текучести материала болта (рекомендация для РГР — материал болта — сталь 30ХГСА, $\sigma_T = 900$ МПа); n — количество болтов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Учебный курс «Основы проектирования и конструирования деталей машин и механизмов» должен формировать молодого инженера как специалиста, вносящего основной творческий вклад в создание материальных ценностей. Вместе с РГР курс реализует общетехническую подготовку, этим и определяется его значимость. Выполнив свою первую самостоятельную конструкторскую работу, будущий инженер, получающий экономическое образование, сможет лучше ориентироваться в выбранной специальности.

Известно: то, что существенно и важно, очень часто бывает внешне незаметным и даже может противоречить распространенным поверхностным впечатлениям. Инженерный труд связан с увлекательным и напряженным поиском новых технических решений. Широкий кругозор инженера базируется на глубоких знаниях, на понимании необходимости преемственности и обновления, на таланте и азарте. Настоящее творчество дает длительный, реальный и заслуженный успех.

«Наши замыслы идут сразу по нескольким направлениям, но лишь немногие из рассмотренных схем мы пытаемся претворить в жизнь».

А.И. Туполев

«Нет ничего невозможного, и есть пути, ведущие отовсюду. И если у Вас имеется достаточно воли, то всегда найдутся и средства».

Ларошфуко

Авторы благодарят М.В. Бриллиантову и Д.А. Хазова за помощь в создании электронной версии пособия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Орлов П.И. Основы конструирования. Справочное методическое пособие. — М.: Машиностроение, 1988.
2. Джамай В.В., Дроздов Ю.Н., Самойлов Е.А. и др. Прикладная механика. — М.: Дрофа, 2004.
3. Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Маслов Г.С. Прикладная механика. — М.: Высшая школа, 1989.
4. Михайлов Ю.Б. Конструирование зубчатых колес механизмов летательных аппаратов. — М.: Изд-во МАИ, 2002.
5. Михайлов Ю.Б. Конструирование валов и осей механизмов ЛА. — М.: Изд-во МАИ, 2000.
6. Михайлов Ю.Б. Конструирование корпусных деталей механизмов ЛА. — М.: Изд-во МАИ, 2004.
7. Михайлов Ю.Б. Конструирование уплотнительных устройств механизмов ЛА. — М.: Изд-во МАИ, 2003.
8. Михайлов Ю.Б. Оформление конструкторской документации при проектировании механизмов. — М.: Изд-во МАИ, 2003.
9. Детали машин и основы конструирования: Учеб. для вузов / Г.И. Рощин, Е.А. Самойлов, Н.А. Алексеева и др. — М.: Дрофа, 2006.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ГЕОМЕТРИИ И КИНЕМАТИКЕ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	8
2. ЗАДАНИЕ К РГР	11
Исходные данные	13
2.1. Кинематический расчет	14
2.1.1. Подбор чисел зубьев	14
2.1.2. Уточнение передаточного числа	14
2.1.3. Определение частот вращения валов	15
2.2. Расчет основных геометрических параметров зубчатых колес	16
2.3. Силовой расчет	17
2.4. Выбор материалов	20
2.5. Проектировочный расчет валов механизма	23
3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРОМЕЖУТОЧНОГО УЗЛА ВАЛА РЕДУКТОРА	24
3.1. Конструирование зубчатых колес	31
3.2. Конструирование валов	36
3.3. Конструирование соединений валов со ступицами зубчатых колес	44
Шпоночные соединения	46
Шлицевые соединения	50
Штифтовые соединения	53
Профильные соединения	54
Фланцевые соединения	55
3.4. Выбор подшипников и конструирование опор валов	57
3.5. Выбор уплотнительного устройства и конструирование фрагмента узла вала с уплотнениями	61
3.6. Конструирование фрагментов корпуса	65
Рекомендации к РГР	67

3.7. Оформление конструкторской документации	72
Расчетно-пояснительная записка	72
Сборочный чертеж	74
Спецификация	75
Рабочий чертеж деталей	75
4. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ	85
4.1. Проверочный расчет вала на прочность	85
Расчет на сопротивление усталости	85
4.2. Расчет подшипников на долговечность	93
Смазочные материалы	95
4.3. Проверочный расчёт соединений для передачи вращающего момента	95
Расчёт шпоночных соединений	95
Расчет эвольвентных шлицевых соединений	96
Расчет штифтового соединения	97
Расчет профильного соединения	97
Расчет фланцевого соединения	98
Заключение	99
Библиографический список	100

Тем. план 2006, поз. 31

**АЛЕКСЕЕВА НАТАЛИЯ АДОЛЬФОВНА
ДЖАМАЙ ВИКТОР ВАЛЕНТИНОВИЧ
СЕРПИЧЕВА ЕЛЕНА ВИКТОРОВНА**

**ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И КОНСТРУИРОВАНИЯ
УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ**

Редактор *М.С. Винниченко*
Компьютерная верстка *О.Г. Лавровой*

Сдано в набор 26.05.06. Подписано в печать 12.07.06.
Бумага офсетная. Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,04. Уч.-изд. л. 6,50. Тираж 1000 экз.
Зак. 3438/2003. С. 492.

Издательство МАИ
«МАИ», Волоколамское ш., д. 4, Москва, А-80, ГСП-3 125993
Типография Издательства МАИ
«МАИ», Волоколамское ш., д. 4, Москва, А-80, ГСП-3 125993