

В.Б. БАЛЯКИН, Е.П. ЖИЛЬНИКОВ

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ВАЛОВ, ОСЕЙ И ОПОР КАЧЕНИЯ
АВИАЦИОННЫХ РЕДУКТОРОВ**

2007



САМАРА

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

В.Б. Балякин, Е.П. Жильников

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ, ОСЕЙ И ОПОР КАЧЕНИЯ АВИАЦИОННЫХ РЕДУКТОРОВ

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия*

САМАРА
Издательство СГАУ
2007

УДК 621.81 (075)

ББК 34.41

Б 21



Инновационная образовательная программа "Развитие центра компетенции и подготовка специалистов мирового уровня в области аэрокосмических и геоинформационных технологий"

Рецензенты: зав. каф. «Механика» СамГТУ д-р техн.наук, проф. Я.М.К л е б а н о в
д-р техн. наук, проф. Д. К. Н о в и к о в

Балякин В.Б.

Б 21 **Расчет и проектирование валов, осей и опор качения авиационных редукторов:** учеб. пособие / В.Б.Балякин, Е.П.Жильников. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 60 с.: ил.
ISBN 978-5-7883-0518-9

Данное пособие составлено с учетом современных методов расчета на прочность валов и осей, подшипников качения, шпоночных и шлицевых соединений, учебной литературы по курсу "Детали машин", а также опыта практической работы авторов по расчету и проектированию валов и подшипников авиационных изделий.

Следуя традициям учебной литературы, авторами предлагается методика проектировочного расчета валов и осей с учетом характера изменения нагрузки и приближенной оценки концентрации напряжений. Кроме того, в проверочном расчете наряду с общепринятой методикой определения запасов статической и усталостной прочности вводится определение запасов усталостной прочности при сложном нагружении, в том числе для случая постоянного значения среднего напряжения цикла как наиболее часто встречающегося в валах турбовинтовых и газотурбинных двигателей.

В связи с тем, что в опорах валов и осей авиационных редукторов используются преимущественно подшипники качения, авторы сочли возможным не вводить материал по методике расчета опор скольжения.

В пособии сосредоточен необходимый материал для расчета на прочность валов, осей и подшипников качения с необходимыми справочными данными и примерами расчетов.

Пособие предназначено для студентов механических специальностей аэрокосмических вузов при выполнении курсовых и дипломных работ.

УДК 621.81 (075)

ББК 34.41

ISBN 978-5-7883-0518-9

© Балякин В. Б., Жильников Е.П., 2007

© Самарский государственный аэрокосмический университет, 2007

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ВАЛЫ И ОСИ.....	4
1.1. Общие сведения о валах и осях.....	4
1.2. Элементы конструкции осей и валов.....	5
1.3. Критерии работоспособности и расчета осей и валов.....	6
1.4. Материалы для осей и валов.....	8
1.5. Расчет осей и валов на прочность.....	9
2. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ.....	26
2.1. Типы подшипников качения, используемых в авиационном редукторостроении.....	26
2.2. Расчет авиационных подшипников качения.....	30
2.3. Особенности расчета подшипников некоторых специальных узлов.....	35
2.4. Порядок подбора и расчета подшипников.....	37
3. СОЕДИНЕНИЯ ВАЛОВ С УСТАНОВЛЕННЫМИ НА НИХ ДЕТАЛЯМИ.....	38
3.1. Расчет шпоночного соединения.....	38
3.2. Расчет шлицевого соединения.....	40
3.3. Расчет штифтового соединения.....	46
3.4. Расчет прессового соединения.....	47
4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ВАЛА.....	48
Список рекомендуемой литературы.....	58
Приложения.....	59

1. ВАЛЫ И ОСИ

1.1. Общие сведения о валах и осях

Вращающиеся детали машин (зубчатые колеса, шкивы, блоки, барабаны и т.д.) устанавливают на валах или осях, обеспечивающих геометрическую ось их вращения.

Оси предназначены только для поддержания вращающихся деталей, при этом они могут быть неподвижными (невращающимися) относительно установленных на них деталей или вращающимися вместе с ними. В обоих случаях усилия, действующие на вращающиеся детали, воспринимаются осью как изгибающие нагрузки. На рис. 1,а изображен сателлит 1 на опорах качения 2, вращающийся относительно неподвижной оси 3. Эта ось неподвижная или невращающаяся. На рис. 1,б сателлит 1 выполнен заодно с осью 3 и, следовательно, ось вращается в подшипнике 2 вместе с сателлитом. Эта ось подвижная или вращающаяся.

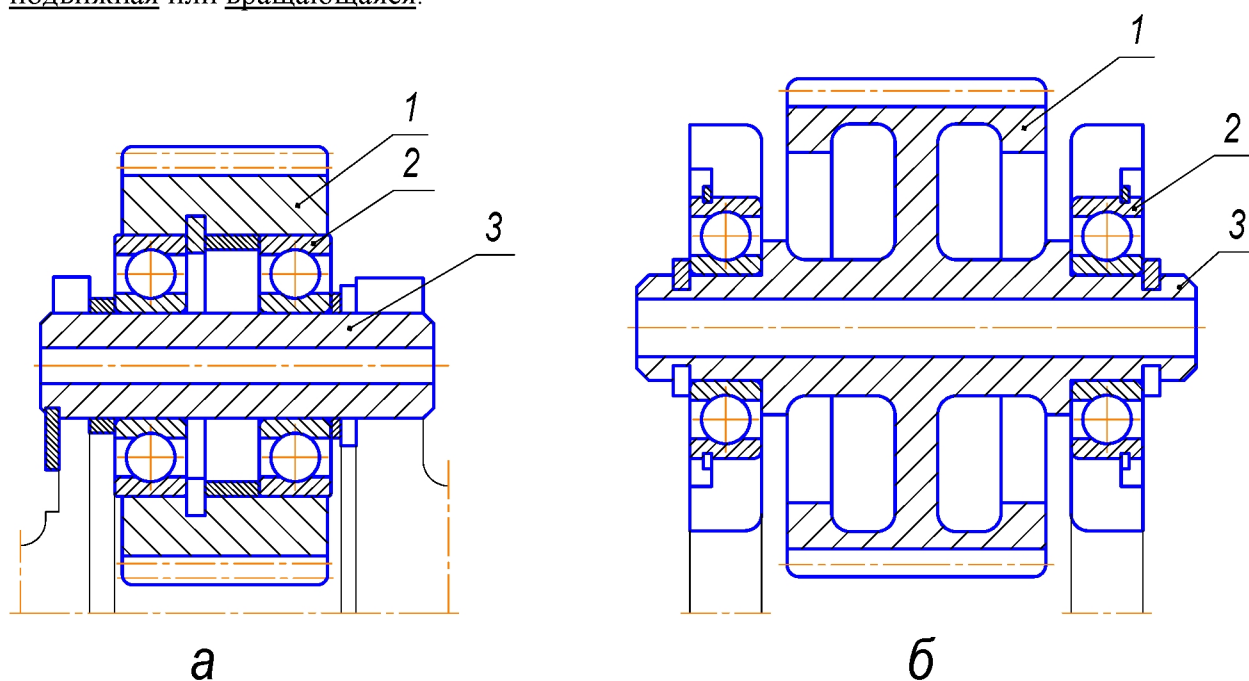


Рис.1

Валы в отличие от осей предназначены не только для поддержания вращающихся деталей, но и для передачи крутящего момента вдоль своей геометрической оси, следовательно, валы нагружены не только изгибающими усилиями, но и крутящими моментами по всей длине или на отдельных участках вала.

На рис. 2 изображен промежуточный вал зубчатого соосного редуктора главного привода вертолета. Очевидно, что участок *a–b* вала передает крутящий момент. Одновременно вал нагружен изгибающими усилиями $F_{t1}, F_{r1}, F_{a1}, F_{t2}, F_{r2}, F_{a2}$.

Валы всегда вращаются, и в этом также состоит их особенность. По форме геометрической оси различают прямые, коленчатые и гибкие валы. Наибольшее распространение получили прямые валы.

Коленчатые и гибкие валы не являются типовыми деталями машин и поэтому не рассматриваются в настоящем пособии.

Опорные участки осей и валов называются цапфами или шипами. Цапфы, воспринимающие опорные реакции осевого направления, называются пятями. Участки осей и валов, на которых устанавливают (крепят) вращающиеся детали, называются подступичными частями или головками.

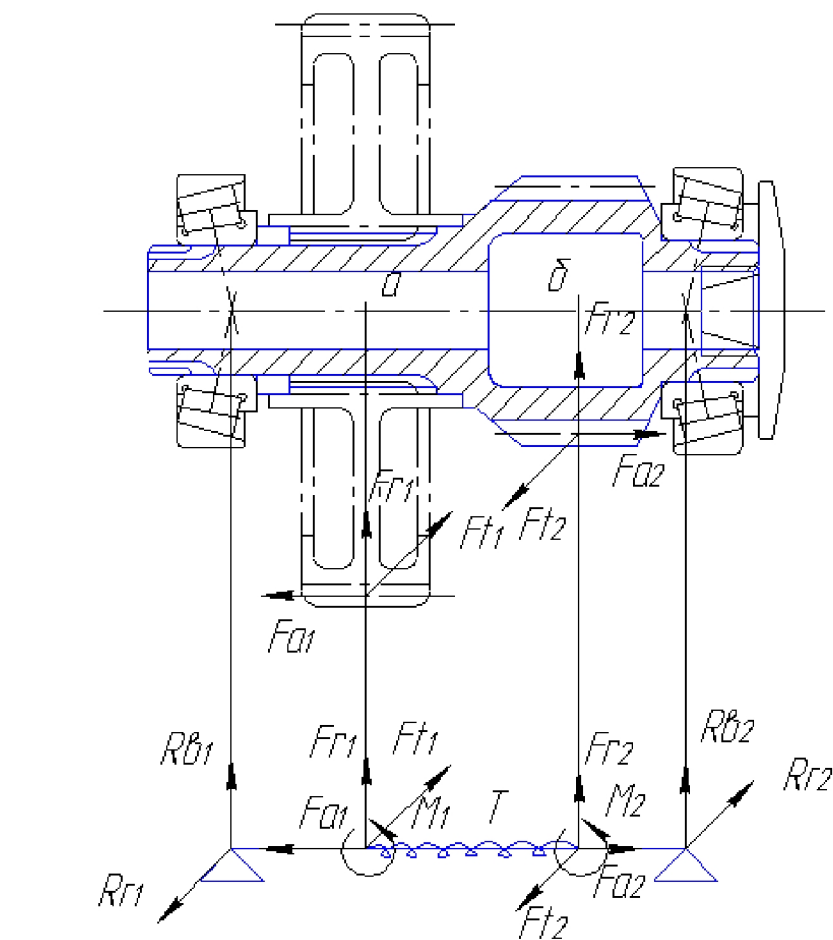


Рис.2

1.2. Элементы конструкции осей и валов

Конструктивная форма вала или оси определяется распределением нагрузок по их длине, способом закрепления насаженных деталей, требованиями технологии изготовления и сборки. Оси и валы изготавливают в виде цилиндрических стержней обточкой заготовки из круглого проката или поковки с последующей шлифовкой посадочных мест (участков). Эпюры моментов по длине вала или оси, как правило, неравномерны, и, следовательно, из условия прочности и уменьшения веса целесообразно конструировать валы и оси переменного сечения, приближающиеся к телам равного сопротивления. Поэтому валы и оси выполняют ступенчатыми, хотя с технологической точки зрения простейшими являются оси и валы постоянного диаметра. Ступенчатая форма осей и валов приемлема еще и по соображениям, связанным с монтажом и ремонтом.

Во избежание повреждения поверхностей и ослабления посадок конструировать оси и валы необходимо так, чтобы каждая насаживаемая неразъемная деталь проходила по валу или по оси до своего посадочного места без натяга. При этом упрощаются процессы сборки и разборки, а также фиксации насаживаемых деталей на валы и оси и последних относительно опор.

Диаметры посадочных мест, кроме мест под подшипники, должны выбираться в соответствии с ГОСТ 6636-69 на нормальные линейные размеры в машиностроении (табл.П1). Для участков осей и валов, не несущих деталей, разрешается назначение диаметров с отступлением от стандарта.

Радиусы галтелей переходных поверхностей рекомендуется выбирать по табл. П2 и П3. Размеры заплечиков для установки стандартных подшипников на валах выбираются по табл. П4. Ориентировочно высоту заплечика можно определить из соотношения

$h = 0,05(D - d) + (2...3)$ мм. Здесь D и d - наружный и внутренний посадочные диаметры подшипника.

Валы и оси могут быть сплошными или полыми. Применение полых валов и осей существенно влияет на уменьшение веса, и потому они находят применение в машинах с особо жесткими требованиями к весу (например, в авиамоторостроении, самолетостроении и т.д.). Они также применяются в тех случаях, где необходим пропуск сквозь валы или размещение внутри валов других деталей.

Цапфы осей и валов для подшипников качения, как правило, выполняются цилиндрическими. В редких случаях применяют конические цапфы с малым углом конусности (для регулирования зазоров в подшипниках упругим деформированием колец). Для закрепления колец подшипников качения на цапфах последние выполняются с резьбой для установочных гаек (рис. 3,а) или канавками для пружинных колец (рис. 3,б).

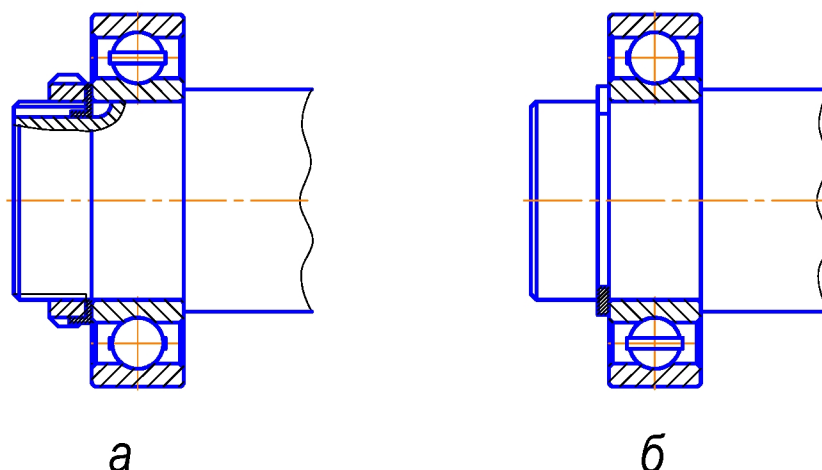


Рис.3

1.3. Критерии работоспособности и расчета осей и валов

Одним из основных факторов, определяющих прочность любой детали, является, как известно, характер изменения напряжений. Изменение напряжений может быть вызвано как изменением нагрузок, действующих на деталь, так и условиями работы при действии постоянных по величине и направлению нагрузок. Как правило, валы работают в условиях переменных режимов нагрузок. Расчет таких валов по максимальным нагрузкам в предположении их постоянного действия естественно привел бы к ненужному утяжелению конструкции. Однако с целью уменьшения веса расчет ведется по номинальной рабочей нагрузке, а переменность режимов нагружения учитывается коэффициентом режима K_p . В качестве номинальной принимается максимальная из длительно действующих нагрузок (без учета кратковременных перегрузок). В этом случае предельные напряжения (ограниченные пределы усталости) определяются по формуле:

$$\left. \begin{aligned} (\sigma_{-1})_{np} &= \sigma_{-1} K_p \\ (\tau_{-1})_{np} &= \tau_{-1} K_p \end{aligned} \right\}$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы длительной выносливости соответственно при изгибе и кручении (см. табл.1);

$$K_p = \sqrt[9]{\frac{10^7}{N_s}}, \quad (1)$$

N_s – эквивалентное число циклов изменения напряжений, определяемое по формуле:

$$N_s = 60nt_h \sum \left(\frac{M_i}{M} \right)^9 \cdot \frac{n_i}{n} \cdot \frac{t_{hi}}{t_h} .$$

Здесь n , t_h , M – число оборотов в минуту, число часов работы и момент номинального режима нагружения;

n_i , t_{hi} , M_i – число оборотов в минуту, число часов работы и момент i -го режима.

Уравнение (1) применимо в пределах $10^4 \leq N_s \leq 10^7$.

Если $N_s > 10^7$, то в уравнение (1) следует подставлять $N_s = 10^7$. Если $N_s < 10^4$, то расчет следует вести по статической прочности.

Оси, как указывалось в разделе 1.1, нагружаются только поперечными силами, которые вызывают их изгиб. При этом в сечениях неподвижных осей (см. рис. 1, а) возникают нормальные напряжения, постоянные по знаку и по величине, как показано на рис. 4, а.

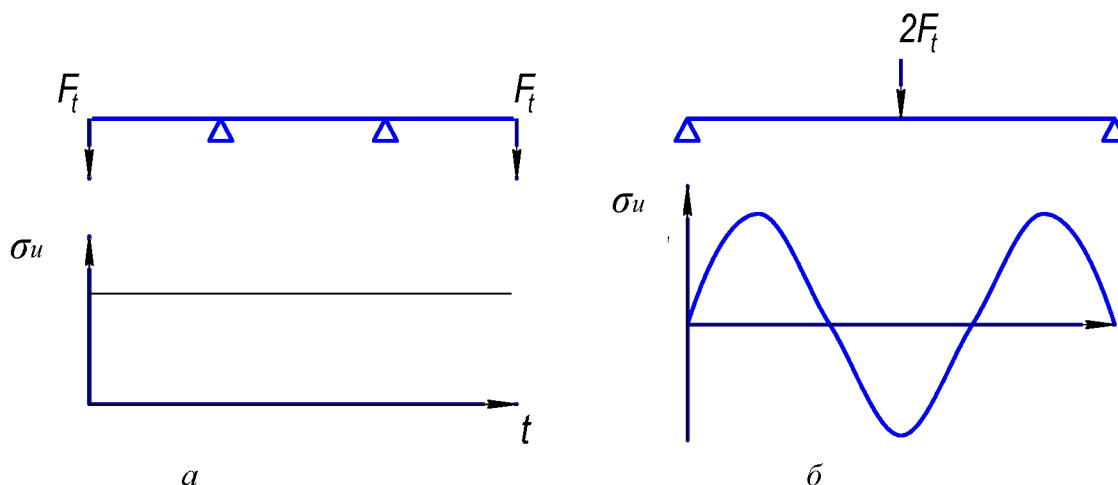


Рис.4

В осях подвижных (см. рис. 1,б) нормальные напряжения, оставаясь постоянными по величине, изменяются по знаку вследствие вращения оси относительно приложенных к ним сил (рис.4,б). Следовательно, характер изменения нормальных напряжений для неподвижных осей соответствует статическому циклу, а для подвижных – знакопеременному (симметричному циклу).

В общем случае валы нагружаются поперечными и осевыми силами и крутящими моментами. Вследствие того, что валы всегда вращаются, важным для определения характера изменения напряжений является положение усилия относительно вала при расчете его на прочность.

Если постоянная по величине нагрузка, вызывающая изгиб, неподвижна в пространстве, а вал вращается, то в этом случае нормальные напряжения от изгиба, как и для подвижных осей, изменяются по знакопеременному (симметричному) циклу. К таким нагрузкам относятся нагрузки от передач, весовые нагрузки и др. Если постоянная внешняя нагрузка, вызывающая изгиб, вращается вместе с валом, (т.е. неподвижна относительно вала), то вызываемые ею напряжения постоянны по знаку. К таким нагрузкам относятся, в частности, нагрузки от дебалансов и др. При совместном действии на вал вращающихся и невращающихся относительно вала нагрузок изгибающий момент от первых дает амплитуду напряжений, а от вторых – среднее напряжение цикла. В соответствии с этим момент от вращающихся относительно вала нагрузок можно назвать амплитудным значением изгибающего момента M_a , а момент от невращающихся нагрузок – средним значением изгибающего момента M_m .

Касательные напряжения при переменном крутящем моменте от передаваемой мощности или при наличии крутильных колебаний в системе изменяются по асимметричному циклу. При этом выделяют среднее T_m и амплитудное T_a значения крутящего момента. Часто амплитудное значение задается в долях от номинального

$T_a = \alpha \cdot T$, где $\alpha = 0,25 \div 0,5$. При отсутствии данных принято считать, что касательные напряжения в валах изменяются по пульсирующему циклу, т.е. амплитуда крутящего момента принимается равной половине номинального значения крутящего момента $T_a = 0,5 \cdot T$.

Оси и валы вследствие сложного очертания имеют многочисленные концентраторы напряжений (шпоночные пазы, галтели, напрессовки деталей и т.д.), и, следовательно, при действии переменных напряжений в местах концентрации возникают усталостные трещины, приводящие к разрушению осей и валов.

Таким образом, основным критерием работоспособности осей и валов является прочность. Подвижные оси и валы рассчитываются, как правило, на усталостную прочность, а при наличии кратковременных перегрузок – на усталостную и статическую прочность.

Работоспособность осей и валов не определяется только прочностью. Для обеспечения нормальной работы деталей, сидящих на осях или валах (зубчатых колес и др.), равно как и для нормальной работы опорных узлов осей и валов недопустимы значительные деформации осей и валов. Превышение допустимых деформаций приводит к выходу их из строя. Так при чрезмерном изгибе поворот цапфы вызывает перекосяк колец подшипников, изменяет распределение нагрузки по телам качения и, следовательно, контактные напряжения и толщину масляного слоя, вплоть до его разрыва.

Таким образом, валы и оси должны удовлетворять не только критерию прочности, но и критерию жесткости.

Валы и оси с насаженными на них деталями представляют собой упругие системы, в которых при действии переменных нагрузок возникают поперечные и крутильные колебания. Наличие колебаний при определенных условиях может привести к разрушению осей и валов, поэтому расчет валов и осей на колебания (на виброустойчивость) во многих случаях (для быстроходных тяжело нагруженных валов, связанных с деталями, обладающими значительными массами) является обязательным. (Расчет осей и валов на колебания излагается в специальных курсах).

Следовательно, валы и оси рассчитываются: на прочность в соответствии с характером изменения напряжений, на жесткость по допускаемым деформациям и на виброустойчивость.

1.4. Материалы для осей и валов

Выбор материала осей и валов определяется критериями их работоспособности, в том числе и условиями обеспечения прочности и износостойкости. В соответствии с указанными условиями материалы, применяемые для изготовления осей и валов, должны обладать достаточно высокими механическими (прочностными) характеристиками, малой чувствительностью к концентрации напряжений, способностью подвергаться термической и термохимической обработке и хорошей обрабатываемостью. Для осей и валов без термообработки применяются углеродистые стали 35, 40, 45. Оси и валы, к которым предъявляют повышенные требования в отношении их несущей способности, долговечности шлицев и цапф, выполняют из среднеуглеродистых и легированных сталей марок 35, 40, 45, 40X и др. с улучшением. Чаще других применяют сталь 45, отличающуюся хорошей обрабатываемостью.

Для увеличения износостойкости отдельных участков (например, в контактах с манжетными уплотнениями) валы изготавливают из сталей 20, 20X, 12X2H4A и других с последующей цементацией и закалкой. Для высоконапряженных валов ответственных машин, например авиационных двигателей, применяют многокомпонентные легированные стали 40XH, 40XHMA, 30XГСА и др. Валы и оси из этих сталей обычно подвергаются улучшению, закалке с высоким отпуском и поверхностной закалке ТВЧ с низким отпуском.

В табл. 1 приведены некоторые, необходимые для расчета механические характеристики марок сталей, наиболее употребляемых для изготовления валов. Меньшие значения принимаются для валов большого диаметра без термообработки.

Таблица 1

Основные характеристики механической прочности сталей для валов

Марка стали	Твердость не ниже НВ	Механические характеристики, МПа				
		σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
40	190	580 - 700	340	150	230 - 320	140 - 190
45	200	610 - 750	360	150	250 - 340	150 - 200
40Х	230	730 - 1050	650 - 900	280	320 - 480	210 - 260
40ХН	230	1000 - 1450	800 - 1300	480	460 - 600	250
40ХН2МА	270	1100 - 1700	850 - 1600	570	500 - 700	270 - 380
35ХМ	260	740 - 1000	540 - 850	420	310 - 410	230
20	150	420 - 500	250	150	170 - 220	100 - 130
20Х	240	720 - 850	400 - 650	315	310 - 380	170 - 230
20ХН	270	800	650	390	360	180
20ХН3А	280	950 - 1450	850 - 1100	585	430 - 650	240 - 310
20Х2Н4А	290	1300	1100	660	585	292
12ХН3А	220	950 - 1400	700 - 1100	540	420 - 640	220 - 300
12Х2Н4А	270	1150	950	570	510	260
18ХГТ	300	1150	950	665	520	280
25ХГТ	300	1150	950	570	520	260
30ХГТ	300	950 - 1500	750 - 1200	585	450 - 650	260 - 330
38Х2Ю	415	950	800	480	430	215
38Х2МЮА	280	1000	850	510	490	250
30ХГСА	340	1000 - 1700	850 - 1500	58	480 - 700	280 - 400

1.5. Расчет осей и валов на прочность

При расчете осей и валов необходимо тщательно учитывать факторы, влияющие на их прочность. Однако их учет затруднителен, поскольку неизвестна окончательная конструктивная форма (геометрическая) вала и оси. В связи с этим процесс конструирования и расчета осей и валов состоит из следующих трех этапов:

1 этап. Проектировочный (предварительный) расчет

В процессе проектировочного расчета приближенно определяют размеры вала (оси) по наиболее нагруженному сечению, т.е. по сечению с наибольшим изгибающим и крутящим моментами.

2 этап. Конструирование вала или оси

В процессе конструирования разрабатывают конструкцию всего узла вала (оси) со всеми деталями, находящимися в соединении с ним. Вычерчивают отдельно вал (ось) и проставляют все необходимые размеры.

3 этап. Проверочный или уточненный расчет

В процессе проверочного расчета определяют расчетные запасы прочности в опасных сечениях, которыми обычно являются сечения с концентрацией напряжений, и их сопоставление с допустимыми значениями. По результатам проверочного расчета уточняются конструкция и размеры сечений вала (оси).

Основными расчетными нагрузками для осей и валов являются изгибающие M и крутящие T моменты, вызывающие деформации изгиба и кручения. Учитываются также напряжения от растягивающих сил. Сжимающие нагрузки не учитываются.

Методика расчета осей и валов на прочность идентична. Расчет осей является частным случаем расчета валов при $T = 0$.

3.1. Методика проектировочного расчета

Целью проектировочного расчета является определение диаметра вала в наиболее нагруженном сечении (либо определение диаметров вала в расчетных или любых интересующих конструктора сечениях). Расчет при этом ведется по допускаемым напряжениям, соответствующим режиму изменения напряжений рассчитываемого вала или оси.

При проектировочном расчете имеют место два случая:

Первый случай. Расположение опор и места приложения нагрузок заданы или могут быть определены до разработки конструкции вала (оси).

Второй случай. Расположение опор и места приложения нагрузок не заданы и не могут быть установлены до разработки конструкции вала.

В первом случае для расчета оси или вала необходимо, прежде всего, составить расчетную схему.

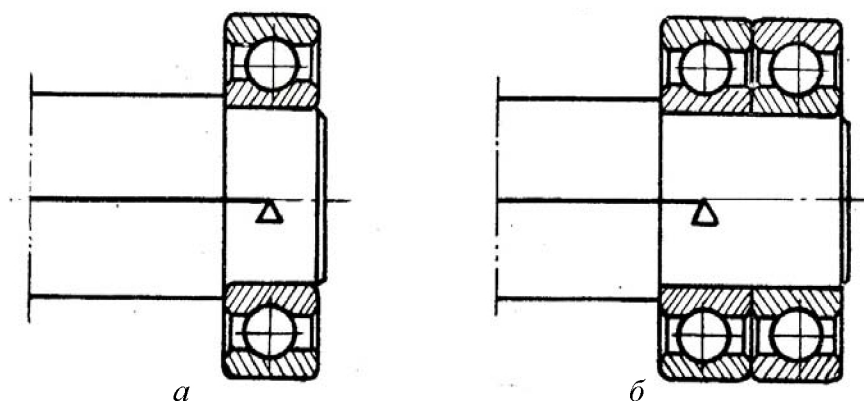


Рис. 5

Расчетная схема осей или валов аналогична схеме балки на шарнирных опорах. Для валов и вращающихся осей, установленных на радиальных подшипниках качения по одному в опоре (рис. 5,а), условные шарнирные опоры располагают в середине подшипника (такая схема достаточно точно соответствует действительности). В случае, когда валы вращаются в подшипниках, установленных по два и более в опоре (рис. 5,б), условные шарнирные опоры в расчетной схеме совмещают с внутренними подшипниками, т.е. подшипниками, расположенными со стороны нагруженного пролета.

Для валов и вращающихся осей, установленных на радиально - упорных подшипниках (рис.б), опору помещают в точку пересечения нормалей, проведенных к серединам контактных площадок тел качения.

Расстояния a от упорного торца подшипника до точки расположения опоры на расчетной схеме определяются по формулам, приведенным ниже:

- для радиально - упорных шарикоподшипников

$$a = 0,5 [B + (d + D) \operatorname{tg}\alpha];$$

- для двухрядных радиально - упорных шарикоподшипников

$$a = 0,5 [1,5 B + (d + D) \operatorname{tg}\alpha];$$

для однорядных конических роликоподшипников

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D)e}{3};$$

для двухрядных конических роликоподшипников

$$a = \frac{3T}{4} + \frac{(d+D)e}{3}.$$

Здесь B , T , d , D – габаритные размеры подшипников, определяемые из справочников, α – угол контакта.

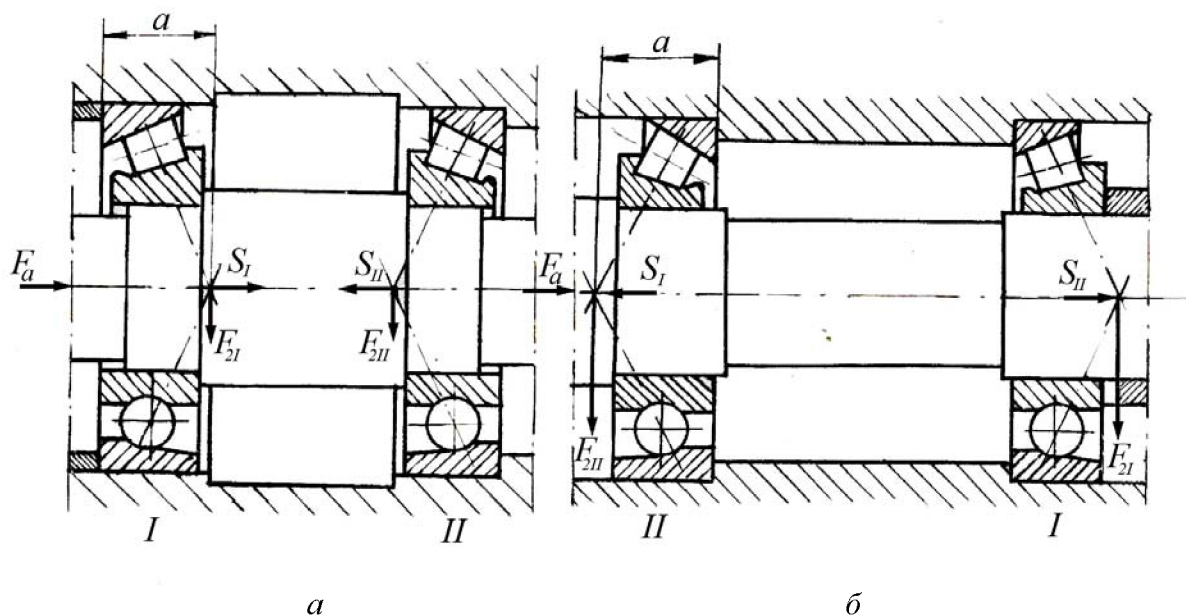


Рис.6

Подшипники, воспринимающие одновременно осевые и радиальные нагрузки, принимаются в расчетной схеме вала (оси) в виде шарнирно-неподвижных опор, а подшипники, воспринимающие только радиальные нагрузки – в виде шарнирно-подвижных опор.

Нагрузки (силы и моменты) предполагаются приложенными по середине несущих или опорных поверхностей. В этом случае нагрузки принимаются сосредоточенными.

Собственным весом валов или осей, весом насаженных деталей (за исключением тяжелых деталей, например, маховиков, винтов ТВД и т.п.), а также силами трения и моментами трения в опорах пренебрегают.

На рис. 2 изображена расчетная схема промежуточного вала зубчатого соосного редуктора главного привода вертолета.

Составленная расчетная схема дает возможность определить диаметры любых сечений вала (оси) по известным расчетным формулам из курса "Сопротивление материалов". При этом если на вал (ось) действуют нагрузки, расположенные в различных плоскостях, их следует разложить на составляющие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, общих для всех нагрузок.

По составленной расчетной схеме строят эпюры изгибающих моментов в каждой из плоскостей, а по ним строят суммарную эпюру изгибающих моментов путем геометрического сложения изгибающих моментов в горизонтальной M_z и вертикальной M_y плоскостях:

$$M = \sqrt{M_z^2 + M_y^2}.$$

Далее строят эпюру крутящих моментов T .

При расчете вала на статическую прочность эпюры моментов строятся по наибольшим значениям нагрузок с учетом кратковременных перегрузок. При назначении расчетной величины этой нагрузки следует исходить из наиболее тяжелых реально возможных условий работы машины, учитывая при этом динамические и ударные нагрузки. По суммарной эпюре изгибающих и крутящих моментов строится эпюра приведенного момента M_{np} .

Значение приведенного момента определяется обычно по 3-й теории прочности:

$$M_{np} = \sqrt{M^2 + T^2}.$$

Условием статической прочности будет

$$\sigma_{np} = \frac{M_{np}}{W} \leq [\sigma_u]_I.$$

Момент сопротивления сечения полого вала при изгибе определяется по формуле

$$W = \frac{\pi d^3}{32} (1 - \beta^4), \quad (2)$$

где $\beta = d_0/d$ - отношение внутреннего диаметра d_0 полого вала к наружному d .

Рекомендуется принимать $\beta = 0,6 \div 0,8$.

Диаметр вала получим из формулы (2) в виде

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{np}}{\pi(1-\beta^4)[\sigma_u]_I}},$$

для вала сплошного сечения ($\beta=0$)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{np}}{\pi[\sigma_u]_I}}.$$

Статическая несущая способность вала определяется предельными нагрузками, которые еще могут быть восприняты валом без нарушения его работы в узле. Обычно остаточные деформации вала недопустимы, и предельные нагрузки соответствуют напряжению, несколько меньшему предела текучести σ_T в наиболее напряженном сечении вала. Поэтому значения допускаемых напряжений при расчете на статическую прочность $[\sigma_u]_I$ определяются по формуле:

$$[\sigma_u]_I = \frac{\sigma_T}{[S]_I},$$

где σ_T – предел текучести материала вала при изгибе; $[S]_I$ – допускаемый запас прочности по статической несущей способности.

Для пластичных материалов величины допускаемых запасов прочности не должны быть менее величин, указанных в табл.2.

Расчет валов на усталостную прочность производится по длительно действующим нагрузкам с учетом характера изменения напряжений. (Повторяемость длительно действующих нагрузок должна быть не менее $10^3 - 10^4$ циклов).

В проектировочном расчете можно пренебречь влиянием средних напряжений циклов, изменений нормальных (от изгиба) и касательных (от кручения) напряжений и расчет валов проводить в предположении действия только амплитудных значений изгибающего M_a и крутящего T_a моментов.

Таблица 2

Минимальные допускаемые запасы при расчёте на статическую прочность

№ п/п	Характеристики материалов	$[S]_I$
1	Для валов из весьма пластичных материалов ($\sigma_T/\sigma_B \leq 0,6$) при высокой точности определения усилий и напряжений	1,2-1,4
2	Для валов из пластичных материалов ($\sigma_T/\sigma_B = 0,6 \div 0,8$) при приближенной расчетной схеме и отсутствии надлежащей экспериментальной проверки нагрузок и напряжений т.е. для большинства валов общего машиностроения	1,4-1,6
3	Для валов из материалов умеренной и малой пластичности ($\sigma_T/\sigma_B = 0,8 \div 0,9$) при пониженной точности расчета	1,6-2,2
4	Для литых валов из хрупких материалов	2,0-3,0

В этом случае по аналогии со статической прочностью при совместном действии нормального σ_a и касательного τ_a напряжений определяют значение эквивалентного приведенного амплитудного напряжения

$$(\sigma_{np})_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 4\tau_a^2}$$

и вытекающего отсюда значения амплитуды приведенного момента

$$(M_{np})_a = \sqrt{M_a^2 + T_a^2}.$$

Если между наибольшими кратковременными нагрузками, по которым рассчитывают вал на статическую прочность, и длительно действующими, по которым вал рассчитывают на выносливость, нет пропорциональности, то заново строят эпюры амплитудных моментов, а при наличии пропорциональности используют ранее построенные эпюры.

Условие усталостной прочности

$$(\sigma_{np})_a = \frac{(M_{np})_a}{W} \leq [\sigma_u]_{III}.$$

Отсюда определяется диаметр полого вала

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32(M_{np})_a}{\pi(1-\beta^4)[\sigma_u]_{III}}}$$

и диаметр сплошного вала

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32(M_{np})_a}{\pi[\sigma_u]_{III}}}.$$

Значения допускаемых напряжений устанавливаются по формуле

$$[\sigma_u]_{III} = \frac{\sigma_{-1}}{[S]_{III} K_{\sigma D}}.$$

Величина коэффициента концентрации напряжений $K_{\sigma D}$ ориентировочно устанавливается по табл. 3.

Таблица 3

Коэффициент, характеризующий концентрацию напряжений при проектировочном расчете на выносливость

№ п/п	Вид концентратора	$K_{\sigma D}$
1	Галтель $r/d \geq 0,02$, шпоночная канавка, скользящая посадка ступицы или кольца подшипника на вал	2,0
2	Поперечное отверстие	2,1
3	Шлицы, шестерня-вал	2,5
4	Прессовая посадка ступицы или кольца подшипника на вал	4,5

Примечание. Для валов и осей из сталей с $\sigma_s \geq 800$ МПа значения $K_{\sigma D}$ увеличивают на 30%

Величины допускаемых запасов прочности $[S]_{III}$ не должны быть ниже установленных опытом эксплуатации и конструирования валов аналогичных машин. Если отсутствуют соответствующие данные, то значения минимально допускаемого запаса прочности можно принимать

$$[S]_{III} = 1,7 - 2,5.$$

Большие значения – для валов диаметром $d > 100$ мм и из материала пониженной пластичности.

По результатам расчетов на статическую и усталостную прочность для диаметра вала выбирают большее из двух полученных значений.

Во втором случае, как было сказано выше, расстояние между опорами неизвестно, неизвестны также расстояния от мест приложения нагрузок до опор и, следовательно, эпюра изгибающих моментов не может быть построена. В этом случае проектировочный расчет ведется с учетом лишь действия крутящего момента.

Все расчетные зависимости, приведенные для первого случая, сохраняются и во втором.

При расчете на статическую прочность приведенный момент принимают равным

$$M_{np} = (1 + \alpha)T,$$

а условие статической прочности будет иметь вид

$$\sigma_{np} = \frac{M_{np}}{W_u} = \frac{(1 + \alpha)T}{W_u} \leq [\sigma_u]_I.$$

Диаметр полого вала из условия статической прочности

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32(1 + \alpha)T}{\pi(1 - \beta^4)[\sigma_u]_I}},$$

а диаметр вала сплошного сечения

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32(1 + \alpha)T}{\pi[\sigma_u]_I}}.$$

При этом допускаемые статические напряжения

$$[\sigma_u]_I = \frac{\sigma_T}{[S]_I}.$$

Значения допускаемых запасов прочности можно принять по данным табл. 2. Однако вследствие того, что влияние изгибающего момента не учитывается в рассматриваемом случае, для допускаемых запасов прочности следует принять более высокие значения, а именно:

- для пластичных материалов $[S]_I \geq 2,2$;

- для малопластичных и хрупких материалов $[S]_I \geq 3,0$.

При расчете на усталостную прочность амплитуда приведенного момента

$$(M_{np})_a = \alpha T,$$

а условие усталостной прочности имеет вид

$$(\sigma_{np})_a = \frac{(M_{np})_a}{W_u} = \frac{\alpha T}{W_u} \leq [\sigma_u]_{III}.$$

Тогда диаметр полого вала из расчета на усталостную прочность

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32\alpha T}{\pi(1 - \beta^4)[\sigma_u]_{III}}},$$

а диаметр вала сплошного сечения

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32\alpha T}{\pi[\sigma_u]_{III}}}.$$

При этом допускаемые напряжения при расчете на усталостную прочность

$$[\sigma_u]_{III} = \frac{\sigma_{-1}}{[S]_{III} K_{\sigma D}}.$$

Величина коэффициента концентрации напряжений $K_{\sigma D}$ определяется по табл. 3.

Величину минимального допустимого запаса прочности можно принимать $[S]_{III} \geq 2,5$.

Для исполнения принимают больший из двух значений диаметров вала, полученных расчетами на статическую и усталостную прочность.

В практических расчетах наиболее часто применяется методика приближенного расчета ориентировочного значения диаметра вала по зависимости

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32T_p}{\pi[\tau_k](1-\beta^4)}} \quad (3)$$

Здесь $T_p = T \cdot K_D$ - расчетное значение крутящего момента; $K_D = 1 \dots 1,35$ - коэффициент динамичности при перегрузках.

Допускаемое напряжение кручения определяется приближенно по формуле $[\tau_k] = \frac{\tau_{-1}}{[S_{усл}]}$. При этом значение условного запаса прочности следует выбирать по табл. 4.

Определенное по формуле (3) значение диаметра вала уточняется при его конструировании.

Таблица 4

Значения условного запаса прочности $[S_{усл}]$ при проектировочном расчете вала

Вал, ось	Положение подшипников относительно зубчатых колес		
	симметричное	несимметричное	консольное
Быстроходный и промежуточный	3,2	3,8	5,0
Тихоходный и выходной	1,6	1,8	2,0

3.2. Методика проверочного или уточненного расчета

Проверочный или уточненный расчет осей и валов заключается в том, что для каждого предположительно опасного сечения определяют действительный коэффициент запаса прочности S и сравнивают его с допускаемым значением $[S]$. При этом, в отличие от проектировочного (приближенного) расчета, учитывают все факторы, влияющие на усталостную прочность, а именно: характер изменений напряжений, концентрацию напряжений, влияние абсолютных размеров и состояние поверхности.

Запас усталостной прочности в любом сечении определяется по формуле

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

где S_σ - коэффициент запаса усталостной прочности по нормальным напряжениям;

S_τ - коэффициент запаса усталостной прочности по касательным напряжениям.

Величины запасов прочности необходимо определять с учетом конкретных условий работы валов и осей.

Наиболее часто встречаются случаи пропорционального изменения средних и амплитудных величин напряжений ($\sigma_a/\sigma_m = const$, $\tau_a/\tau_m = const$), при котором разрушающий цикл остается подобным рабочему. Такое нагружение обычно происходит в валах, где нагрузки возрастают пропорционально передаваемому моменту. В этом случае запасы прочности определяются по максимальным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \quad (4)$$

В некоторых случаях работы валов возможно и непропорциональное изменение составляющих цикла - так называемое сложное нагружение. Например, вал винта

турбовинтового двигателя, передающий постоянный крутящий момент и тягу, может подвергаться крутильным колебаниям и изгибу от эволюционных перегрузок. Усталостное разрушение такого вала возможно в результате повышения переменных напряжений от крутильных колебаний τ_a и от изгиба σ_a при постоянных значениях средних напряжений τ_m и σ_m . В этом случае запасы прочности определяются по значениям амплитудных напряжений:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m}{K_{\sigma D} \sigma_a}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1} - \psi_\tau \tau_m}{K_{\tau D} \tau_a}. \quad (5)$$

В формулах (4) и (5):

- σ_{-1} и τ_{-1} – пределы длительной выносливости материала вала (оси) соответственно при изгибе и кручении;
- σ_a и τ_a – переменные (амплитудные) составляющие циклов изменения напряжений соответственно при изгибе и кручении;
- σ_m и τ_m – средние (медианные) значения напряжений циклов при изгибе и кручении соответственно;
- $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – суммарные коэффициенты концентрации напряжений в рассматриваемом сечении соответственно при изгибе и кручении;
- ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты, учитывающие влияние асимметрии цикла изменения напряжений соответственно при изгибе и кручении и определяемые по формулам:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_e \quad \text{и} \quad \psi_\tau = 0,5 \psi_\sigma.$$

Составляющие циклов напряжений для любого i – го расчетного сечения в общем случае определяются следующим образом:

$$\sigma_{ai} = \frac{M_{ai}}{W_i}; \quad \sigma_{mi} = \frac{M_{mi}}{W_i} + \frac{F_{ai}}{A_i};$$

$$\tau_{ai} = \frac{T_{ai}}{W_{\rho i}}; \quad \tau_{mi} = \frac{T_{mi}}{W_{\rho i}}.$$

Здесь M_{ai} , T_{ai} – амплитудные значения изгибающего и крутящего моментов в i – м сечении; M_{mi} , T_{mi} – средние значения изгибающего и крутящего моментов в i – м сечении; F_{ai} – осевая сила, вызывающая напряжения растяжения в сечении; W_i , $W_{\rho i}$ и A_i – моменты сопротивления соответственно при изгибе и кручении, а также площадь i – го расчетного сечения.

Наиболее распространенные формы сечений валов показаны на рис. 7.

Значения W , W_ρ и A для этих сечений определяются по приведенным ниже формулам:

- для круглого сечения (рис.7,а)

$$W = \frac{\pi d^3}{32} (1 - \beta^4), \quad W_\rho = \frac{\pi d^3}{16} (1 - \beta^4) \quad \text{и} \quad A = \frac{\pi d^2}{4} (1 - \beta^2),$$

где $\beta = d_0 / d$;

- для сечения с одним или несколькими шпоночными пазами (рис.7,б)

$$W = \frac{\pi d^3}{32} (1 - \beta^4) - z \frac{bt(d-t)^2}{2d}, \quad W_\rho = \frac{\pi d^3}{16} (1 - \beta^4) - z \frac{bt(d-t)^2}{2d} \quad \text{и}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} (1 - \beta^2) - zbt,$$

где z - число пазов и $\beta = d_0 / d$;

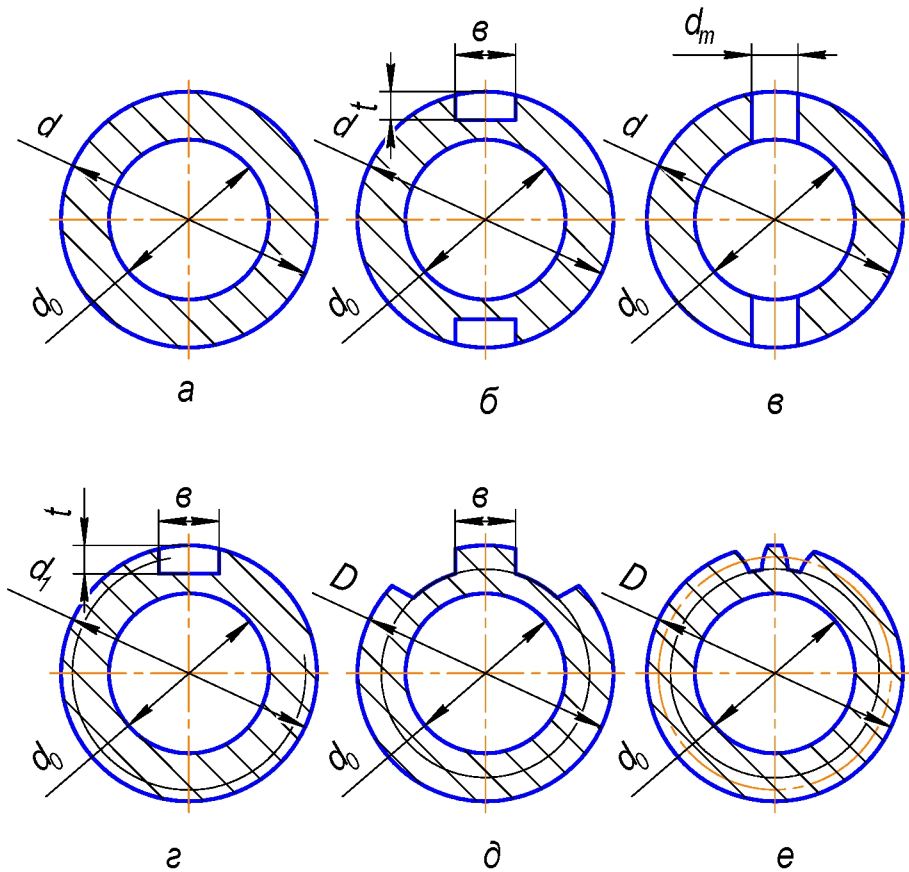


Рис.7

- для сечения с поперечным отверстием под штифт (рис.7,в)

$$W = \frac{\pi d^3}{32}(1 - \beta^4) - \frac{d_u d^2}{6}(1 - \beta^3),$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}(1 - \beta^4) - \frac{d_u d^2}{6}(1 - \beta)(1 - \beta^2 + (d_u/d)^2) \quad \text{и}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4}(1 - \beta^2) - d_u d(1 - \beta);$$

- для сечения, проходящего через резьбу (рис.7,г), можно применять приведенные выше формулы, заменив наружный диаметр d на внутренний диаметр резьбы d_1 (ширину b и глубину t паза под контровочную шайбу следует определять по справочникам);
- для сечения с прямоугольными шлицами (рис.7,д), нагруженного и изгибающим и крутящим моментами, напряжения следует определять на диаметре впадин, тогда

$$W = \frac{\pi d^3}{32}(1 - \beta^4) + \frac{zb(D-d)(D+d)^2}{32d}, W_p = 2W \quad \text{и} \quad A = \frac{\pi d^2}{4}(1 - \beta^2) + zb \frac{D-d}{2},$$

где $\beta = d_0/d$;

при нагружении только изгибающим моментом

$$W = \frac{\pi d^4}{32D}(1 - \beta^4) + \frac{zb(D-d)(D+d)^2}{32D};$$

- для сечения с наружными эвольвентными шлицами (рис.7,е), нагруженного и изгибающим и крутящим моментами,

$$W = \frac{\pi(D-2,4m)^3}{32}(1-\beta^4) + \frac{1,2\pi m^2(D-1,2m)^2}{8(D-2,4m)}; \quad W_\rho = 2W \text{ и}$$

$$A \approx \frac{\pi(D-2,4m)^2}{4}(1-\beta^2) + 0,6\pi m^2,$$

где z - число шлицев, m - модуль соединения и $\beta = d_0 / (D - 2,4m)$;

при нагружении только изгибающим моментом нормальные напряжения определяются на диаметре выступов, тогда

$$W = \frac{\pi(D-2,4m)^4}{32D}(1-\beta^4) + \frac{1,2\pi m^2(D-1,2m)^2}{8D};$$

- для сечения, проходящего через зубья шестерни, выполненной заодно с валом,

$$W \approx \frac{\pi d_f^3}{32}(1-\beta^4) + \frac{2,25\pi m^2(d_a - 2,25m)^2}{8d_f}, \quad W_\rho = 2W \text{ и } A \approx \frac{\pi d_f^2}{4}(1-\beta^2) + 1,125\pi m^2,$$

где $\beta = d_0 / d_f$, z - число зубьев, m - модуль зацепления, d_a и d_f - диаметры вершин и впадин зубьев соответственно.

Для сплошных валов при расчете момента сопротивления следует принять: $d_0 = 0$ и $\beta = 0$.

Суммарные коэффициенты концентрации напряжений, учитывающие влияние всех факторов на усталостную прочность при изгибе и кручении, определяются по формулам:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma / \varepsilon + K_F - 1) / K_V; \quad K_{\tau D} = (K_\tau / \varepsilon + K_F - 1) / K_V.$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ для некоторых концентраторов можно принимать по табл. 5÷10.

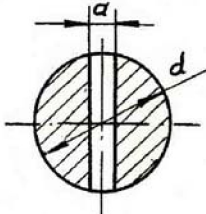
При наличии напескованной на вал детали влияние абсолютных размеров носит специфический характер; в связи с этим в табл. 8 для напескованных деталей приведены значения K_σ / ε и K_τ / ε .

Если в одном и том же сечении вала имеется несколько концентраторов напряжений, то в расчет принимается тот, у которого больше значение эффективного коэффициента концентрации K_σ или K_τ .

Сопротивление усталости валов в ряде случаев может быть повышено за счет технологического упрочнения материала вала путем химико-термической обработки (азотирования, цементации, цианирования), поверхностной закалки, наклепа поверхностного слоя, обкатки роликами, обдувки дробью и т.д.

Таблица 5

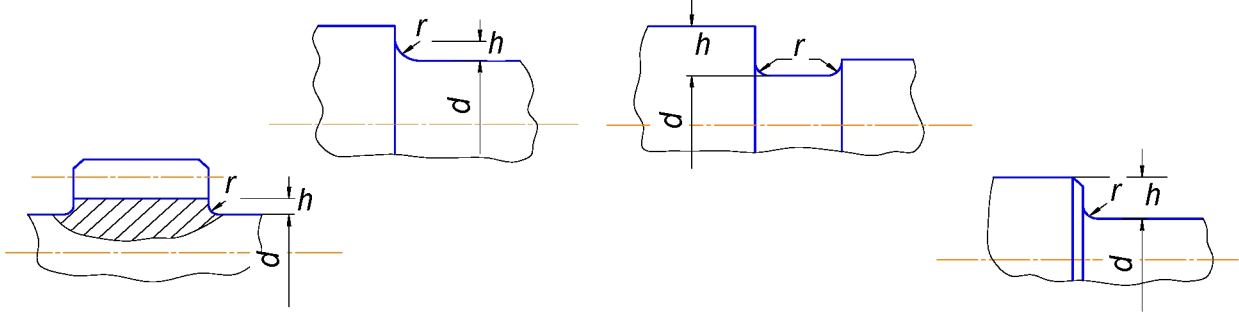
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с поперечными отверстиями



σ_s , МПа	d_u / d			σ_s , МПа	d_u / d		
	0,05÷0,15	0,15÷0,25	0,05÷0,25		0,05÷0,15	0,15÷0,25	0,05÷0,25
	K_σ		K_τ		K_σ		K_τ
400	1,90	1,70	1,70	800	2,10	1,90	1,85
500	1,95	1,75	1,75	900	2,15	1,95	1,90
600	2,00	1,80	1,80	1000	2,20	2,00	1,90
700	2,05	1,85	1,80	1200	2,30	2,10	2,00

Таблица 6

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе K_σ и кручении K_τ для валов с галтельным переходом



σ_b , МПа	Отношение h/r													
	1					2					3		5	
	Отношение r/d													
	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02
	Значения K_σ													
400	1,34	1,41	1,59	1,54	1,38	1,51	1,76	1,76	1,70	1,86	1,90	1,89	2,07	2,09
500	1,36	1,44	1,63	1,59	1,44	1,54	1,81	1,82	1,76	1,90	1,96	1,96	2,12	2,16
600	1,38	1,47	1,67	1,64	1,50	1,57	1,86	1,88	1,82	1,94	2,02	2,03	2,17	2,23
700	1,40	1,49	1,71	1,69	1,55	1,59	1,91	1,94	1,88	1,99	2,08	2,10	2,23	2,30
800	1,41	1,52	1,76	1,73	1,61	1,62	1,96	1,99	1,93	2,03	2,13	2,16	2,28	2,38
900	1,43	1,54	1,80	1,78	1,66	1,64	2,01	2,05	2,01	2,08	2,19	2,23	3,34	2,45
1000	1,43	1,57	1,84	1,83	1,72	1,67	2,06	2,11	2,07	2,12	2,25	2,30	2,39	2,52
1200	1,49	1,62	1,92	1,93	1,83	1,72	2,16	2,23	2,19	2,21	2,37	2,44	2,50	2,66
	Значения K_τ													
400	1,26	1,33	1,39	1,42	1,37	1,37	1,53	1,52	1,50	1,54	1,53	1,61	2,12	2,09
500	1,28	1,35	1,40	1,43	1,38	1,39	1,53	1,54	1,53	1,57	1,62	1,65	2,18	2,08
600	1,29	1,36	1,42	1,44	1,39	1,40	1,58	1,57	1,57	1,59	1,66	1,68	2,24	2,12
700	1,29	1,37	1,44	1,46	1,42	1,42	1,59	1,59	1,59	1,61	1,69	1,72	2,3	2,17
800	1,30	1,37	1,45	1,41	1,43	1,43	1,61	1,61	1,62	1,64	1,72	1,74	2,37	2,22
900	1,30	1,38	1,45	1,50	1,45	1,44	1,62	1,64	1,65	1,66	1,75	1,77	2,42	2,26
1000	1,31	1,39	1,48	1,51	1,46	1,46	1,65	1,66	1,68	1,68	1,79	1,81	2,48	2,31
1200	1,32	1,42	1,52	1,54	1,50	1,47	1,68	1,71	1,74	1,73	1,86	1,88	2,6	2,40

Таблица 7

Коэффициенты концентрации для валов в месте напрессовки деталей

Диаметр, мм	Посадка	σ_s , МПа							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
Значения $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ (изгиб)									
30	С натягом	2,25	2,5	2,75	3,00	3,25	3,50	3,75	4,25
	Переходная	1,69	1,83	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	С зазором	1,46	1,63	1,75	1,95	2,11	2,28	2,44	2,76
50	С натягом	2,75	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	3,20
	Переходная	2,06	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,90
	С зазором	1,80	1,52	2,18	2,38	2,57	2,78	3,00	3,40
100 и более	С натягом	2,95	3,28	3,60	3,94	4,25	4,60	4,90	5,60
	Переходная	2,22	2,46	2,70	2,96	3,20	3,46	3,98	4,20
	С зазором	1,92	2,73	2,34	2,56	2,76	3,00	3,18	3,64
Значения K_τ/ε_τ (кручение)									
30	С натягом	1,75	1,90	2,05	2,20	2,35	2,50	2,63	2,95
	Переходная	1,41	1,53	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	С зазором	1,28	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
50	С натягом	2,05	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26	3,62
	Переходная	1,64	1,87	2,01	2,15	2,28	2,12	2,57	2,74
	С зазором	1,48	1,00	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20	2,42
100 и более	С натягом	2,17	2,37	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34	3,76
	Переходная	1,63	1,88	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80	2,92
	С зазором	1,55	1,68	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31	2,58

Примечание 1. Для посадки колец подшипников качения следует принимать $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ и K_τ/ε_τ по строке посадки с натягом.

2. Значения $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ и K_τ/ε_τ для промежуточных величин диаметров определяются интерполяцией.

Таблица 8

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов со шлицами

σ_e , МПа		400	500	600	700	800	900	1000	1200
K_σ		1,35	1,45	1,55	1,60	1,65	1,70	1,72	1,75
K_τ	Шлицы прямобочные	2,10	2,25	2,36	2,45	2,55	2,65	2,70	2,80
	Шлицы эвольвентные	1,40	1,43	1,46	1,49	1,52	1,55	1,58	1,60

Таблица 9

Эффективные коэффициенты концентрации для валов со шпоночным пазом

σ_e , МПа		400	500	600	700	800	900	1000	1200
K_σ		1,51	1,64	1,76	1,89	2,01	2,14	2,26	2,50
K_τ		1,20	1,37	1,54	1,71	1,88	2,05	2,22	2,39
Обозначения		а – для пазов, выполненных пальчиковой фрезой; б – для пазов, выполненных дисковой фрезой.							

Таблица 10

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе для валов с метрической резьбой

σ_e , МПа	400	500	600	700	800	900	1000	1200
K_σ	1,45	1,78	1,96	2,20	2,32	2,47	2,61	2,90
Примечание	Значение K_τ принимается равным единице							

Значения коэффициентов ψ_σ и ψ_τ приведены в табл. 11.

Таблица 11

Значения коэффициентов ψ_σ и ψ_τ

Коэффициенты	σ_e , МПа				
	350 - 550	520 - 750	700 - 1000	1000 - 1200	1200 - 1400
ψ_σ (растяжение)	0,00	0,05	0,10	0,20	0,25
ψ_τ (кручение)	0,00	0,00	0,05	0,10	0,15

Значения масштабного фактора ε и коэффициента K_F , учитывающего шероховатость поверхности, приведены соответственно в табл. 12 и 13.

Таблица 12

Значения коэффициента влияния абсолютных размеров (масштабный фактор)

Наименьший из примыкающих к зоне концентрации диаметров	Углеродистые стали		Легированные стали
	ε_σ	ε_τ	ε_σ
Св. 20 до 30	0,91	0,89	0,83
Св. 30 до 40	0,88	0,81	0,77
Св. 40 до 50	0,84	0,78	0,73
Св. 50 до 60	0,81	0,76	0,70
Св. 60 до 80	0,76	0,74	0,67
Св. 80 до 100	0,73	0,72	0,64
Св. 100 до 120	0,70	0,70	0,62
Св. 120 до 150	0,68	0,68	0,60

Примечание: для легированных сталей значение ε_τ принимают, как для углеродистых.

Таблица 13

Значения коэффициента влияния шероховатости поверхности

Вид механической обработки	Характеристика шероховатости R_a , мкм	σ_s , МПа		
		400	800	1200
		Значения K_F		
Шлифование	0,32...0,08	1	1	1
Обточка	2,5...0,32	1,05	1,10	1,25
Обдирка	20...5	1,20	1,25	1,50
Необработанная поверхность	-	1,35	1,50	2,20

Экспериментальные данные по влиянию поверхностного упрочнения на усталость приведены в табл. 14, где даны значения коэффициента $K_V = \frac{\sigma_{-1упр}}{\sigma_{-1}}$, представляющего собой отношение предела выносливости детали, определенного при наличии упрочнения, к пределу выносливости детали без упрочнения.

Повышение предела выносливости вала K_F
при различных видах поверхностного упрочнения

Вид поверхностей обработки	σ_B сердцевины, МПа	Гладкие валы	Валы с малой концентрацией, $K_\sigma < 1,5$	Валы с большой концентрацией, $K_\sigma < 2,0$
Закалка с нагревом Т. В. Ч (толщина слоя 0,9 – 1,5 мм), чугуны	600 – 800 800 – 1000	1,5 – 1,7 1,3 – 1,5 1,2	1,6 – 1,7 – 1,2	2,4 – 2,8 –
Азотирование (толщина слоя 0,1 – 0,4 мм)	900 – 1200	1,1 – 1,25	1,5 – 1,7	1,7 – 2,1
Цианирование (толщина слоя 0,2 мм)	–	1,8	–	–
Цементация и закалка (толщина слоя 0,2 – 0,6 мм)	400 – 600 700 – 800 1000 – 1200	1,8 – 2,0 1,4 – 1,5 1,2 – 1,3	3 – 2	– – –
Дробеструйный наклеп	600 – 1600	1,1 – 1,25	1,5 – 1,6	1,7 – 2,1
Обкатка роликом		1,2 – 1,3	1,5 – 1,6	1,8 – 2,0
<i>Примечание.</i> Приведенные величины предела выносливости могут быть непосредственно использованы лишь при строгом соблюдении режимов упрочняющей обработки и надлежащем дефектоскопическом контроле.				

Коэффициенты даны для валов диаметром 30 – 40 мм при наличии концентрации и без нее. Для валов больших диаметров следует принимать промежуточные значения величины K_F . Влиянием предшествующей механической обработки при упрочненном поверхностном слое можно пренебречь.

Так как уточненный расчет осей и валов является, по сути, проверочным расчетом, то, очевидно, необходимо обеспечить условие, чтобы расчетный (действительный) коэффициент запаса прочности был большим или равным допустимому значению запаса прочности, т.е. $S \geq [S]$.

В качестве минимально допустимого значения запаса прочности можно принимать $[S] = 1,3 \div 1,5$, если точно определены нагрузки и напряжения. При других условиях в зависимости от степени ответственности конструкции, точности расчетных данных и т.д. $[S] = 1,5 \div 2,5$ и больше. Если диаметры валов (осей) определяются

условиями жесткости (например, шпиндель токарного станка), то значения могут быть большими.

Запас статической прочности при совместном действии изгиба и кручения также определяется по формуле

$$S_T = \frac{S_{\sigma T} S_{\tau T}}{\sqrt{S_{\sigma T}^2 + S_{\tau T}^2}},$$

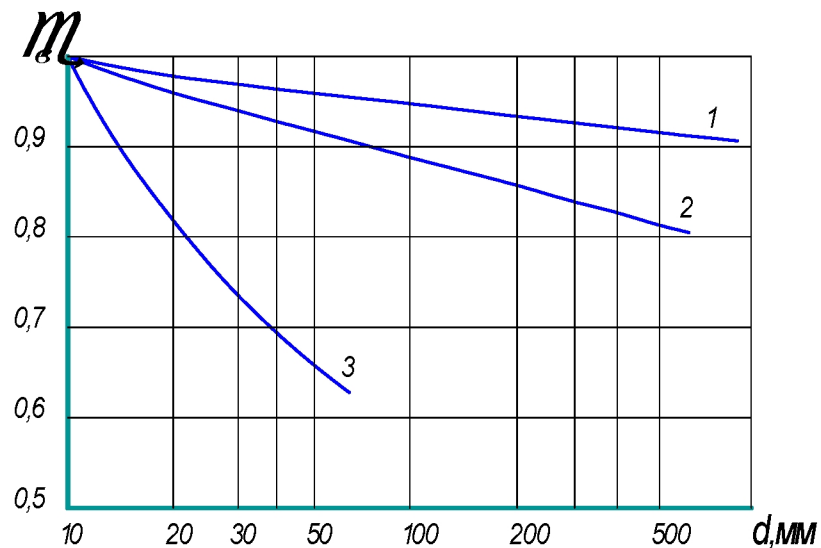
где $S_{\sigma T}$ и $S_{\tau T}$ – коэффициенты запаса статической прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям.

Статическая прочность вала зависит от его абсолютных размеров, так как с увеличением диаметра снижаются пределы прочности и пределы текучести материала вала. Понижение пределов прочности характеризуется коэффициентом ε_σ (рис. 8, а)

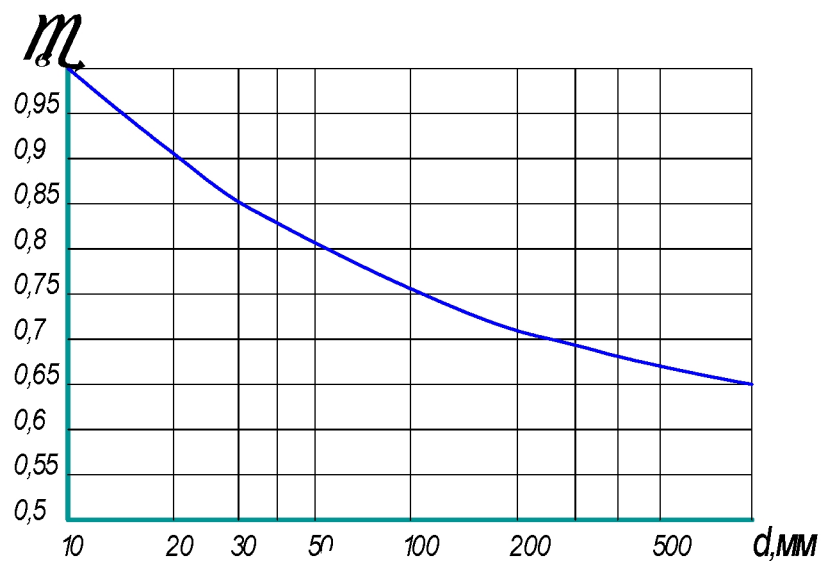
$$\varepsilon_\sigma = \frac{(\sigma_\sigma)_d}{(\sigma_\sigma)_{10}}; \quad \varepsilon_\tau = \frac{(\tau_\tau)_d}{(\tau_\tau)_{10}},$$

а понижение предела текучести – коэффициентом ε_T (рис. 8, б)

$$\varepsilon_T = \frac{(\sigma_T)_d}{(\sigma_T)_{10}}; \quad \varepsilon_T = \frac{(\tau_T)_d}{(\tau_T)_{10}}.$$



а



б

Рис.8

Здесь $(\sigma_\sigma)_d, (\tau_\sigma)_d, (\sigma_T)_d, (\tau_T)_d$ – пределы прочности и пределы текучести образца диаметром d ;

$(\sigma_\sigma)_{10}, (\tau_\sigma)_{10}, (\sigma_T)_{10}, (\tau_T)_{10}$ – пределы прочности и пределы текучести стандартного образца при $d = 10\text{мм}$.

При использовании в расчетах данных табл. 1 по механическим характеристикам материалов следует определять предел прочности или предел текучести вала диаметром d по формулам

$$\left. \begin{aligned} (\sigma_\sigma)_d &= \varepsilon_\sigma \sigma_\sigma; (\sigma_T)_d = \varepsilon_T \sigma_T \\ (\tau_\sigma)_d &= \varepsilon_\sigma \tau_\sigma; (\tau_T)_d = \varepsilon_T \tau_T \end{aligned} \right\}$$

Статическая несущая способность валов, выполненных из пластичной стали, определяется отсутствием пластической деформации в сечениях. Это соответствует предельной нагрузке, при которой приведенные наибольшие номинальные напряжения в сечении вала достигают значения предела текучести.

Для валов из малопластичных материалов разрушение может наступить раньше, чем появятся сколько-нибудь заметные пластические деформации. Расчет таких валов на статическую прочность следует вести по пределу прочности. Но если учесть, что для малопластичных материалов предел текучести весьма близок к пределу прочности, то расчет в этих случаях можно вести по пределу текучести, как для пластичных материалов.

Концентрация напряжений на статическую несущую способность вала из пластичного материала существенного влияния не оказывает, так как при пластическом деформировании распределение напряжений выравнивается, а пластическая область занимает весьма малую долю сечения и длины вала.

Поэтому для валов из пластичных материалов частный коэффициент запаса прочности от действия на вал нормальных напряжений в i -м сечении определяется по формуле

$$S_{\sigma T} = \frac{(\sigma_T)_d}{\sigma_i},$$

а от действия на вал касательных напряжений по формуле

$$S_{\sigma T} = \frac{(\tau_T)_d}{\tau_i}.$$

Здесь максимальные значения нормальных и касательных напряжений в i -м сечении определяются по формулам

$$\sigma_i = \frac{M_{i(\max)}}{W_i}; \quad \tau_i = \frac{T_{i(\max)}}{W_{\rho i}},$$

где $M_{i(\max)}$ и $T_{i(\max)}$ – максимальные значения изгибающего и крутящего моментов в i -м сечении при расчете на статическую прочность.

Полученные по расчету величины запасов прочности в опасных сечениях не должны быть менее минимально допустимых значений, приведенных в табл. 2.

2. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

2.1. Типы подшипников качения, используемых в авиационном редукторостроении

В авиационных редукторах находит применение большинство типов подшипников качения, стандартизованных ГОСТ. Необходимо отметить лишь преимущественное использование в высокоскоростных опорах подшипников легких, особо легких и сверхлегких серий. Кроме того, конструктивное оформление внутренних элементов (профили желобов, конструкции сепараторов и т.п.) многих стандартных авиационных подшипников отличается от общепринятого, что изменяет качественную характеристику подшипников.

Шарикоподшипники радиальные однорядные типа 000 (рис. 9) широко применяются в различных узлах авиационных редукторов и служат для восприятия радиальных нагрузок. Они могут воспринимать осевые нагрузки до 70% неиспользованной радиальной нагрузки, а при увеличенных внутренних зазорах и наличии массивных точеных сепараторов могут применяться при скоростях вращения выше предельных, указанных в каталогах, и при чисто осевых нагрузках.

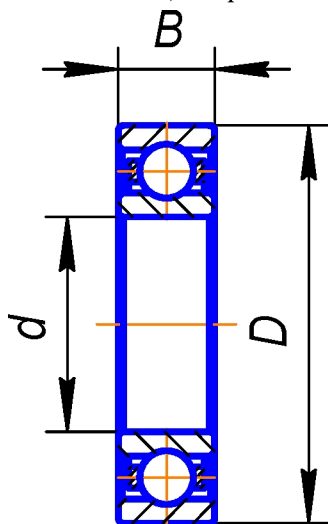


Рис.9

При скоростях вращения, не превышающих предельных, в узлах некоторых агрегатов при смазке консистентными смазками применяются разновидности однорядных радиальных шарикоподшипников: шарикоподшипники с одной (тип 60000) или двумя (тип 80000) защитными шайбами и шарикоподшипники с односторонним (тип 160000) или двусторонним (тип 180000) уплотнением. Применение этих подшипников позволяет в ряде случаев более удачно оформить подшипниковый узел.

Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные (самоустанавливающиеся) типа 1000 применяются при небольших скоростях вращения в тех случаях, когда в процессе работы имеют место значительные перекосы колец. Эти подшипники могут фиксировать вал от перемещения в осевом направлении и способны воспринимать небольшие осевые нагрузки.

Роликоподшипники радиальные однорядные с короткими цилиндрическими роликами способны воспринимать большие радиальные нагрузки, чем шариковые однорядные тех же габаритов. В изделиях авиационной техники наиболее широко применяются роликоподшипники с массивными беззаклепочными сепараторами. Эти подшипники могут работать при скоростях вращения, превышающих предельные, установленные каталогами. В редукторах и агрегатах ТРД, где скорости вращения весьма значительны, применяются роликоподшипники типа 32000 с безбортовым внутренним кольцом, реже – типа 2000 с безбортовым наружным кольцом (рис. 10). Эти подшипники не фиксируют вал в осевом направлении.

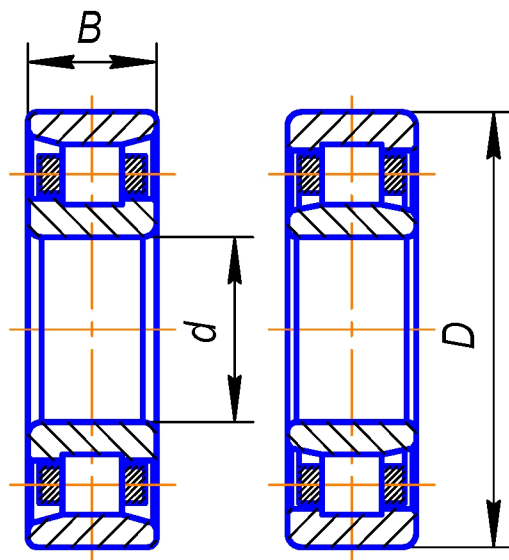


Рис.10

В редукторах вертолетов и в опорах некоторых приводов ТРД при скоростях вращения, не превышающих предельные, указанные в каталоге, применяются подшипники с одним бортом на внутреннем (типа 42000) или наружном (типа 12000) кольце (рис. 11).

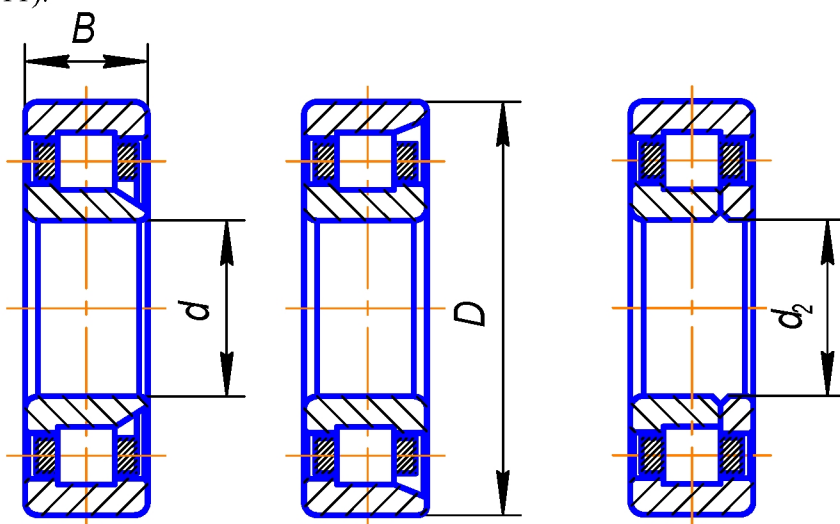


Рис.11

Эти подшипники могут воспринимать небольшие односторонние осевые силы. В редукторах вертолетов применяют также роликоподшипники типа 92000 с одним бортом на внутреннем кольце и с плоским упорным кольцом (рис. 11). Этот подшипник может воспринимать небольшие осевые силы в двух направлениях и фиксирует вал в осевом направлении. В редукторах ТРД находят применение подшипники типа 292000 без внутреннего и типа 502000 без наружного кольца. Преимущество этих подшипников - меньшие габариты подшипникового узла. В качестве отсутствующего кольца в этом случае используются поверхности вала или корпуса, соответствующим образом обработанные.

Роликоподшипники игольчатые предназначены для восприятия радиальных нагрузок. Они обладают значительно большей грузоподъемностью при тех же радиальных размерах, чем другие типы подшипников. Наиболее часто применяются в опорах сателлитов планетарных редукторов при скоростях вращения, не превышающих предельных, игольчатые подшипники типа 74000 с массивными кольцами, типа 24000 без внутреннего кольца и типа 940 с одним штампованным наружным кольцом (рис. 12).

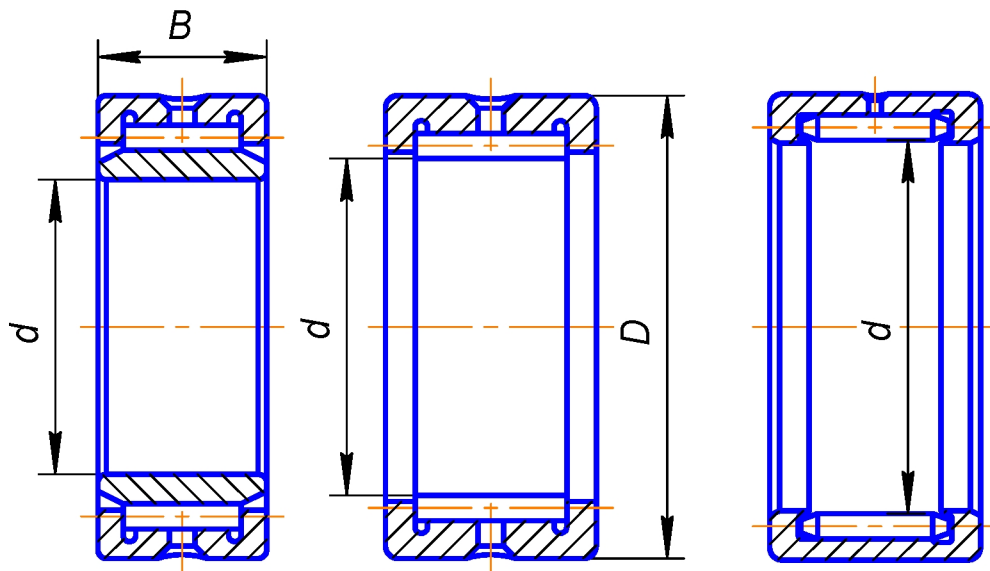


Рис.12

Шарикоподшипники радиально-упорные применяются при комбинированных нагрузках часто с преобладающей осевой. При высоких скоростях вращения они применяются при чисто осевой нагрузке. При скоростях вращения, превосходящих предельные, указанные в каталогах, они применяются с массивными точеными сепараторами. В коробках приводов ТРД используются однорядные шарикоподшипники типа 36000, 46000, 66000 (рис. 13).

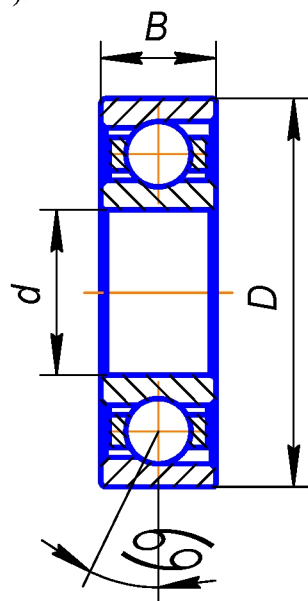


Рис.13

Преимущественно используются подшипники типа 46000 с углом контакта $\alpha = 26^\circ$. Эти подшипники воспринимают осевые силы в одном направлении. В редукторах ТРД, реже в редукторах вертолетов, используются однорядные шарикоподшипники с разъемным внутренним или наружным кольцом, с четырех-, - трех и двухточечным контактом (рис. 14).

Эти подшипники используются при преобладающих осевых нагрузках, действующих в обе стороны, обладают повышенной грузоподъемностью и фиксируют вал в осевом направлении.

В редукторах вертолетов широко применяются сдвоенные шарикоподшипники типа 446000, а также двухрядные радиально-упорные шарикоподшипники с предварительным натягом типа 56000 и 86000 (рис. 15).

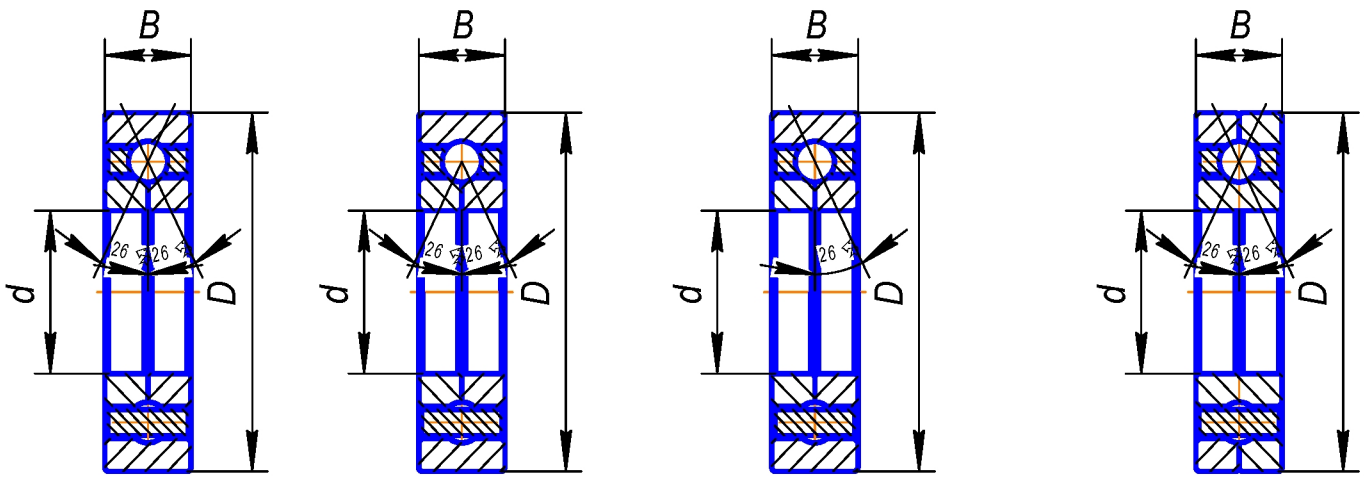


Рис.14

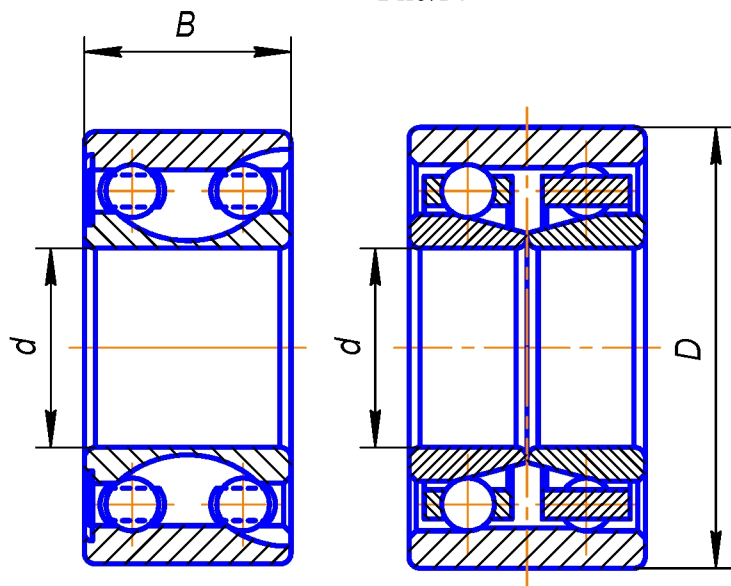


Рис.15

Эти подшипники обладают повышенной грузоподъемностью и фиксируют вал в осевом направлении.

Роликоподшипники конические однорядные типа 7000 и типа 27000 (рис. 16) обладают большей грузоподъемностью, чем шариковые радиально-упорные подшипники тех же габаритов.

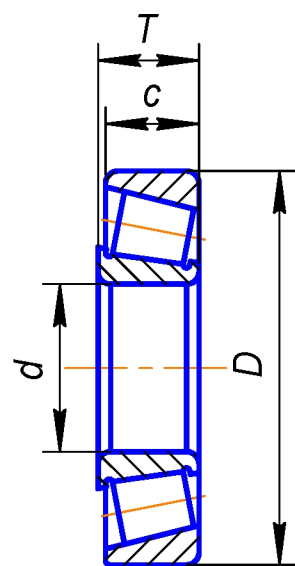


Рис.16

Они воспринимают односторонние осевые нагрузки и используются в редукторах вертолетов при скоростях вращения, не выше указанных в каталогах.

Шарикоподшипники упорные типов 8000 и 38000 находят ограниченное применение в главных редукторах вертолетов. Применяются при больших осевых нагрузках и небольших скоростях вращения.

2.2. Расчет авиационных подшипников качения

В соответствии с отечественными стандартами расчет долговечности авиационных подшипников качения производится по формуле

$$L_{ha} = L_n a_1 a_{23}, \quad (6)$$

где L_n – расчетное значение номинальной долговечности подшипника; a_1, a_{23} – поправочные коэффициенты.

Расчетное значение номинальной долговечности определяется по стандартной методике расчета по формуле

$$L_n = 10^6 L / 60n, \quad (7)$$

где n – частота вращения кольца в об./мин.

При этом долговечность L подшипника в миллионах оборотов вращающегося кольца определяется по формуле

$$L = \left(\frac{C \cdot K_T}{P} \right)^m. \quad (8)$$

В формуле (8) показатель степени, полученный экспериментально, принимается $m = 3$ – для шариковых и $m = 3,33$ – для роликовых подшипников.

Приведенная динамическая нагрузка определяется по зависимостям:

$$P = VF_r K_\sigma \quad - \text{ для радиальных подшипников;}$$

$$\begin{cases} P = (VXF_r + YF_a) K_\sigma \\ P \geq VF_r K_\sigma \end{cases} \quad - \text{ для радиально-упорных подшипников;}$$

$$P = F_a K_\sigma \quad - \text{ для упорных подшипников.}$$

Здесь X и Y – коэффициенты приведения динамической нагрузки.

Значения коэффициента безопасности K_σ рекомендуется определять по табл. 15.

Коэффициент вращения V принимается равным $V = 1$ – при вращающемся внутреннем и неподвижном наружном кольцах и $V = 1,2$ – при вращающемся наружном и неподвижном внутреннем.

Значения динамической грузоподъемности C определяются по таблицам справочников. В то же время подшипники, применяемые в авиационных изделиях, имеют повышенную динамическую грузоподъемность. Это обеспечивается установленными для них специальными требованиями на поставку: более жестким контролем качества, повышенными требованиями к точности всех деталей и к чистоте поверхностей, применением специальных видов термообработки колец, изготовлением внутренних колец из трубной, раскатанной заготовки; применением сталей вакуумной выплавки и электрошлакового переплава, введением специальных конструктивных мероприятий.

Подшипниковая промышленность выпускает подшипники качения пяти основных классов точности: нормального – 0, повышенного – 6, высокого – 5, особо высокого – 4 и сверхвысокого – 2. Обозначения классов точности указываются впереди цифровой части условного обозначения подшипника. В авиационных редукторах при высоких скоростях вращения применяются подшипники 5, 4 и 2 классов.

Значения коэффициента безопасности

Характер нагрузки на подшипник	K_{σ}	Область применения
Спокойная нагрузка	1,00	Механизмы управления, приборы и их приводы
Легкие толчки, небольшие вибрационные перегрузки	1,05... 1,10	Механизмы управления, редукторы приборов, агрегатов и насосов
Умеренные толчки и вибрации	1,15... 1,20	Главные редукторы вертолетов и газотурбинных двигателей
Значительные толчки и вибрации	1,25... 1,35	Опоры вала винта, электроагрегаты
Работа с сильными ударами и высокими вибрационными перегрузками	1,35... 1,60	Подшипники авиаколес

Таким образом, динамическую грузоподъемность авиационных подшипников стандартных типов можно определить как

$$C_{ав} = C \cdot k_{кач}.$$

Здесь C – каталожное значение динамической грузоподъемности;

$k_{кач}$ – коэффициент повышения грузоподъемности авиационного подшипника.

На основе исследований ВНИППа и ЦИАМа для некоторых случаев могут быть рекомендованы следующие коэффициенты:

1) при применении бомбинированных роликов в цилиндрических и конических роликоподшипниках

$k_{кач} = 1,2$ – для конических роликоподшипников,

$k_{кач} = 1,4$ – для цилиндрических роликоподшипников;

2) при применении цилиндрических роликоподшипников с внутренними зазорами, оптимальными для данных условий эксплуатации, $k_{кач} = 1,1 - 1,2$;

3) при применении подшипников высоких классов точности

$k_{кач} = 1,0$ – для шариковых и роликовых подшипников класса точности 0;

$k_{кач} = 1,05$ – для шариковых и роликовых подшипников класса точности 6;

$k_{кач} = 1,15$ – для шариковых и $k_{кач} = 1,10$ для роликовых подшипников классов точности 5, 4 и 2;

4) при применении особо чистых подшипниковых сталей

$k_{кач} = 1,1 - 1,2$ – для подшипников из стали электрошлакового переплава;

$k_{кач} = 1,3$ – для подшипников из стали вакуумно-дугового переплава;

$k_{кач} = 1,5$ – для подшипников из стали двойного (электрошлакового + вакуумно-дугового) переплава;

5) при применении оптимальных условий смазки

$k_{кач} = 1,1 - 2,0$.

Для подшипников, предназначенных для работы при высоких температурах, табличное значение динамической грузоподъемности C следует умножить на температурный коэффициент K_T . Этот коэффициент учитывает влияние пониженной твердости рабочих поверхностей на контактную выносливость подшипниковых материалов.

Для подшипников из стали ШХ15 значение коэффициента можно определить по табл. 16.

Значение температурного коэффициента для подшипников из стали ШХ15

Температура отпуска, °С	150	175	200	225	250	275	300
Обозначение	-	-	T	T1	T2	-	T3
Твердость, HRC	61	60	58,5	57	56	55	53,5
Допустимая рабочая температура, °С	125	150	175	200	225	250	275
Коэффициент K_T	0,960	0,905	0,855	0,800	0,755	0,710	0,665

Для подшипников из теплостойких сталей 8Х4В9Ф2, М50 и М50NiL при температуре до 300 °С $K_T = 1$.

Для радиальных шариковых подшипников коэффициент приведения радиальной нагрузки $X=0,56$. Коэффициент приведения осевой нагрузки Y определяется по табл. 17 с учетом величины статической грузоподъемности.

Для шариковых и роликовых сферических подшипников $e=1,5 \operatorname{tg}\alpha_0$.

Таблица 17

Значение коэффициентов осевого нагружения для радиальных шариковых подшипников

F_a/C_0	0,014	0,028	0,056	0,084	0,110	0,170	0,280	0,420	0,560
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
Y	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00

Тогда для сферических шариковых подшипников:

$$X = 1,0 \quad \text{и} \quad Y = 0,42 \operatorname{ctg}\alpha_0 \quad \text{при} \quad F_a/(VF_r) \leq e;$$

$$X = 0,65 \quad \text{и} \quad Y = 0,65 \operatorname{ctg}\alpha_0 \quad \text{при} \quad F_a/(VF_r) > e.$$

Для сферических роликовых подшипников:

$$X = 1,0 \quad \text{и} \quad Y = 0,42 \operatorname{ctg}\alpha_0 \quad \text{при} \quad F_a/(VF_r) \leq e;$$

$$X = 0,67 \quad \text{и} \quad Y = 0,42 \operatorname{ctg}\alpha_0 \quad \text{при} \quad F_a/(VF_r) > e.$$

Для однорядных радиально-упорных шариковых подшипников с углом контакта $\alpha_0 = 12^\circ$ коэффициент приведения радиальной нагрузки $X = 0,46$. Коэффициент приведения осевой нагрузки определяется по табл. 18.

Таблица 18

Значения коэффициентов осевого нагружения для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников при $\alpha_0 = 12^\circ$

F_a/C_0	0,014	0,029	0,057	0,086	0,110	0,170	0,290	0,430	0,570
e	0,30	0,34	0,37	0,41	0,45	0,48	0,52	0,54	0,54
Y	1,81	1,62	1,46	1,34	1,22	1,13	1,04	1,01	1,00

Для шарикоподшипников с углом контакта $\alpha_0 = 26^\circ$ $X = 0,41$ и $Y = 0,87$, с углом контакта $\alpha_0 = 36^\circ$ $X = 0,36$ и $Y = 0,64$.

Для сдвоенных радиально-упорных подшипников, установленных по схеме «тандем», коэффициенты приведения динамической нагрузки определяются, как для однорядных.

Для двухрядных или сдвоенных шарикоподшипников, установленных «в распор» или «в растяжку», коэффициенты приведения определяются по табл. 19.

Значения коэффициентов осевого нагружения
для сдвоенных радиально-упорных шарикоподшипников при $\alpha_0 = 12^\circ$

F_a/C_0		0,014	0,029	0,057	0,086	0,110	0,170	0,290	0,430	0,570
e		0,30	0,34	0,37	0,41	0,45	0,48	0,52	0,54	0,54
$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	X	1,00								
	Y	2,08	1,84	1,69	1,52	1,39	1,30	1,20	1,16	1,16
$\frac{F_a}{VF_r} > e$	X	0,74								
	Y	2,94	2,63	2,37	2,18	1,98	1,84	1,69	1,64	1,62

Для сдвоенных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha_0 = 26^\circ$:

$X = 1,0$ и $Y = 0,92$ при $F_a/(VF_r) \leq 0,68$;

$X = 0,67$ и $Y = 1,41$ при $F_a/(VF_r) > 0,68$.

Для подшипников с углом контакта $\alpha_0 = 36^\circ$:

$X = 1,0$ и $Y = 0,63$ при $F_a/(VF_r) \leq 0,99$;

$X = 0,59$ и $Y = 1,04$ при $F_a/(VF_r) > 0,99$.

Для однорядных конических роликоподшипников:

$X = 0,4$ и $Y = 0,4 \operatorname{ctg} \alpha_0$.

Для двухрядных и сдвоенных конических роликоподшипников $e = 1,5 \operatorname{ctg} \alpha_0$. Тогда коэффициенты приведения динамической нагрузки будут равны: $X = 1,0$ и $Y = 0,45 \operatorname{ctg} \alpha_0$ при $F_a/(VF_r) \leq e$;

$X = 0,67$ и $Y = 0,67 \operatorname{ctg} \alpha_0$ при $F_a/(VF_r) > e$

Статическая грузоподъемность

Под допустимой статической нагрузкой понимается такая нагрузка на подшипник, под действием которой в нем не возникает остаточных деформаций, ощутимо влияющих на работу подшипника. Приведенной статической нагрузкой называется радиальная нагрузка, вызывающая такие же деформации, как при действительных условиях нагружения.

Проверку статической грузоподъемности рекомендуется выполнять по условию

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \geq s_0.$$

Здесь f_s - критерий уровня нагруженности подшипника; s_0 - запас статической грузоподъемности, величину которого рекомендуется выбирать по табл. 20.

Таблица 20

Ориентировочные значения запаса s_0 статической грузоподъемности

Тип работы	Требования по малозумности					
	не важно		обычно		важно	
	шарико-подшипники	ролико-подшипники	шарико-подшипники	ролико-подшипники	шарико-подшипники	ролико-подшипники
Плавная без вибраций	0,5	1	1	1,5	2	3
Обычная	0,5	1	1	1,5	2	3,5
Отчетливые ударные нагрузки	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4

Для сферических роликовых упорных подшипников рекомендуется принимать $s_0 \geq 4$.

Значение статической грузоподъемности C_0 определяется по таблицам справочников. Величина приведенной статической нагрузки определяется по формулам:

$$\begin{aligned} P_0 &= F_r && \text{- для радиальных подшипников;} \\ \left. \begin{aligned} P_0 &= X_0 F_r + Y_0 F_a \\ P_0 &\geq F_r \end{aligned} \right\} && \text{- для радиально-упорных подшипников;} \\ P_0 &= F_a && \text{- для упорных подшипников.} \end{aligned}$$

Здесь X_0 и Y_0 коэффициенты приведения статической нагрузки.

Для радиальных шарикоподшипников $X_0 = 0,6$ и $Y_0 = 0,5$.

Для сферических шариковых и роликовых подшипников $X_0 = 1,0$ и $Y_0 = 0,44 \operatorname{ctg} \alpha_0$.

Для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников коэффициент приведения радиальной нагрузки $X_0 = 0,5$. Коэффициент приведения осевой нагрузки определяется в зависимости от угла контакта:

угол контакта α_0	12°	26°	36°
коэффициент приведения Y_0	0,46	0,37	0,28

Для сдвоенных шарикоподшипников, установленных по схеме «тандем», коэффициенты приведения определяются, как для однорядных.

Для двухрядных или сдвоенных шарикоподшипников, установленных «в распор» или «в растяжку», коэффициент приведения радиальной нагрузки $X_0 = 1,0$. Коэффициент приведения статической осевой нагрузки определяется в зависимости от угла контакта:

угол контакта α_0	12°	26°	36°
коэффициент приведения Y_0	0,94	0,74	0,56

Для однорядных конических роликоподшипников принимают $X_0 = 0,5$ и $Y_0 = 0,22 \operatorname{ctg} \alpha_0$. Для двухрядных или сдвоенных $X_0 = 1,0$ и $Y_0 = 0,44 \operatorname{ctg} \alpha_0$.

Выбор подшипников при повышенном коэффициенте надежности

Подшипники качения одного типоразмера в одинаковых условиях имеют значительный разброс долговечностей. Поэтому при подборе подшипников за номинальную долговечность принимается такое число часов работы, которое выдерживают 90% всех подшипников данного типа и размера в одинаковых условиях.

Надежность подшипника – это его свойство выполнять свои функции в соответствии с предъявленными требованиями в течение заданного времени при данных условиях эксплуатации. Надежность подшипника наиболее часто оценивается вероятностью его безотказной работы. При использовании приведенной выше методики расчета гарантируется 90-процентная вероятность безотказной работы подшипника. В то же время большинство подшипников авиационных двигателей и редукторов должны иметь 100-процентную вероятность безотказной работы. Однако принятие вероятности безотказной работы свыше 98-процентной не целесообразно, так как приводит к чрезмерному утяжелению подшипника и невозможности использования его при высоких скоростях вращения.

При установленной для авиационной техники 98% вероятности безотказной работы долговечность может быть определена приближенно по формулам:

$$\text{для роликовых подшипников } L_{98} = \left(\frac{0,7C}{P} \right)^{10/3},$$

$$\text{для шариковых подшипников } L_{98} = \left(\frac{0,75C}{P} \right)^3.$$

Для подшипников всех типов, изготавливаемых из сталей электрошлакового или вакуумного переплава, значение коэффициента a_1 можно принять:

вероятность безотказной работы P_g 0,90 0,95 0,96 0,97 0,98 0,99

коэффициент a_1 1,00 0,62 0,53 0,44 0,33 0,21

Коэффициент a_{23} учитывает, прежде всего, влияние на долговечность условий смазывания в контактах. Вместе с тем его величина зависит также от уровня нагрузок на подшипник и применяемых материалов.

Значение коэффициента a_{23} устанавливается приближенно по табл. 21.

Таблица 21

Значение коэффициента a_{23} , учитывающего условия эксплуатации (по ВНИПП)

Тип подшипника	Условия эксплуатации		
	Обычное применение	При частично гидродинамической смазке без перекосов	При полностью гидродинамической смазке для деталей из стали электрошлакового или вакуумного переплава
Все типы шариковых, кроме сферических	0,7...0,8	1,0	1,2...1,4
Роликовые, цилиндрические и шариковые сферические	0,5...0,6	0,8	1,0...1,2
Роликовые конические	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3
Роликовые сферические	0,3...0,4	0,6	0,8...1,0

2.3. Особенности расчета подшипников некоторых специальных узлов

Конструкции подшипниковых узлов авиационных изделий могут отличаться от общепринятых в связи со специфическими требованиями изготовления, сборки и эксплуатации. В этой связи имеются и некоторые особенности их расчета.

Часто в авиационных конструкциях встречается установка подшипников по схеме, приведенной на рис. 17. Здесь радиально - упорный подшипник зафиксирован по наружному и по внутреннему кольцам, а второй подшипник - роликовый или шариковый, является "плавающим". В этом случае "плавающий" подшипник воспринимает только радиальную нагрузку.

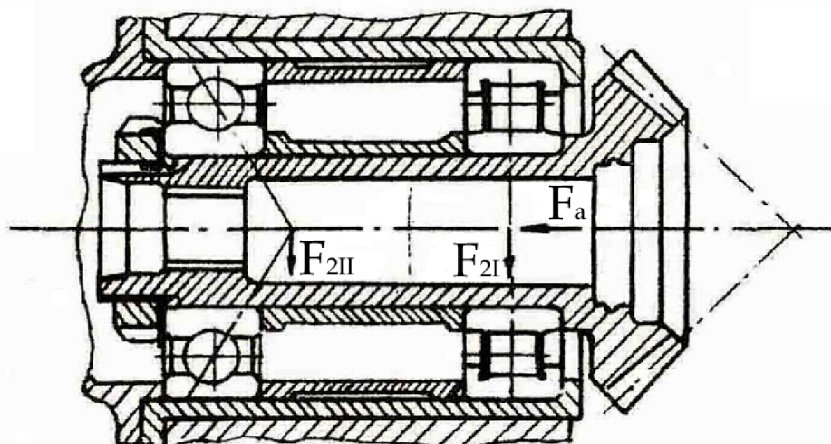


Рис.17

В качестве радиально-упорных подшипников в таких схемах рекомендуется применять шарико- и роликоподшипники, воспринимающие осевую нагрузку в обе стороны (типов 000, 116000, 176000, 246000, 346000, 56000, 97000 и др.).

Приведенные нагрузки на подшипники такого вала определяются по формулам: для "плавающего" радиального подшипника

$$P = V F_{rII} k_{\delta} k_T, \quad (9)$$

для зафиксированного радиально-упорного подшипника

$$P = (X V F_{rII} + Y F_a) k_{\delta} k_T, \text{ если } F_a > S_{II}, \quad (10)$$

$$P = V F_{rII} k_{\delta} k_T, \text{ если } F_a \leq S_{II}. \quad (11)$$

Здесь F_a – результирующая внешних осевых сил, действующих на вал, без учета осевой составляющей S_{II} радиальной нагрузки.

Осевые нагрузки, действующие на однорядные радиально-упорные подшипники, определяются по формулам табл.22 с учетом схемы расположения подшипников и действия внешних сил (рис. 6).

Здесь S_I и S_{II} – осевые составляющие от радиальных нагрузок, приложенных к подшипникам I и II (рис. 6).

Таблица 22

Условия нагружения	Осевые нагрузки
$S_I \geq S_{II}$ $F_a \geq 0$	$F_{aI} = S_I$
$S_I < S_{II}$ $F_a \geq (S_{II} - S_I)$	$F_{aII} = S_I + F_a$
$S_I < S_{II}$ $F_a < (S_{II} - S_I)$	$F_{aI} = S_{II} - F_a$ $F_{aII} = S_{II}$

Их величины определяются по формулам:

для конических роликоподшипников

$$S = 0,83 e F_r;$$

для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников

$$S = e F_r.$$

При больших нагрузках и ограниченных радиальных габаритах опоры для повышения ресурса применяются сдвоенные и многорядные подшипники, как показано на рис. 18.

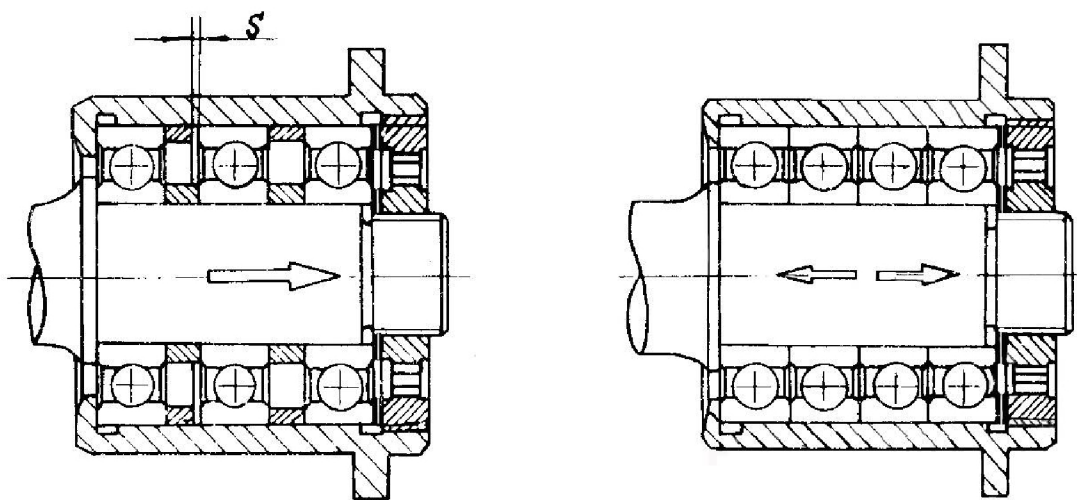


Рис.18

В этом случае динамическая грузоподъемность стандартного комплекта сдвоенных подшипников (типов 436000, 446000 и т.п.) приводится в справочниках. Для нестандартного комплекта подшипников, подобранных таким образом, чтобы осевая и радиальная нагрузки делились между ними равномерно, динамическая грузоподъемность может быть определена по формуле

$$C_{общ} = C i^{0,7}. \quad (12)$$

Здесь C – динамическая грузоподъемность одного подшипника; i – число подшипников в комплекте.

При определении точки приложения радиальной реакции опоры с несколькими подшипниками внешние подшипники условно отбрасываются (рис. 6). Таким образом, расчет комплекта сдвоенных и строенных подшипников производится как расчет одного подшипника данного типа, но обладающего динамической грузоподъемностью $C_{общ}$.

В отдельных конструкциях опор валов в процессе работы вращаются и наружное, и внутреннее кольца. В этом случае периодичность нагружения любой точки кольца и число циклов нагружения в единицу времени зависят от соотношения скоростей вращения колец. Для расчета приведенной нагрузки P и номинальной долговечности L_h в формулы (33), (34) следует подставлять значения n и V из табл.23.

Таблица 23

Направления вращения	Соотношения скоростей	n	V
В одну сторону	$n_e = n_H$	$\frac{2n_e}{(1 + D_w \cos \alpha / d_m)z}$	1,2
	$n_e > n_H; n_e - n_H > 1$	$n_e - n_H$	1,0
	$n_e = 0; n_H > 1$	n_H	1,2
	$n_e < n_H; n_H - n_e > 1$	$n_H - n_e$	1,0
В противополож. стороны	Любые	$n_H + n_e$	1,0

Если кольца вращаются в одну сторону, и $0 < (n_e - n_H) \leq 1$ или $0 < (n_H - n_e) \leq 1$, то расчет долговечности не производится, а подшипник подбирается по статической грузоподъемности.

При расчете долговечности L_h , подшипников сателлитов планетарных передач, участвующих одновременно в двух движениях, следует подставлять n , равное числу оборотов сателлита при остановленном водиле.

2.4. Порядок подбора и расчета подшипников

При подборе типа подшипника должны быть прежде всего учтены конструктивно-эксплуатационные требования: необходимость восприятия осевых сил, самоустановка, возможность монтажа подшипника в сборе или отдельными кольцами, регулирования осевого натяга или зазора и т.п. Очень существенным для рационального подбора подшипников является правильное назначение срока их службы. Для машин со сроком службы менее 2500 часов срок службы подшипников назначается равным сроку службы машины. Для машин с большими сроками службы срок службы подшипников назначается в два, три и т.д. раз меньше срока службы машины так, чтобы он не превышал 50000 часов.

При известных нагрузках на подшипник по вычисленной приведенной нагрузке P и расчетному ресурсу L определяют требуемую динамическую грузоподъемность $C = PL^{1/m}$. По динамической грузоподъемности, пользуясь каталогом или справочником, выбирают подшипник.

Однако подбор подшипников таким способом возможен не всегда, так как от типа и размера подшипника зависят положения точек приложения к валу радиальных реакций подшипников и, следовательно, величина нагрузок на них. Кроме того, в шариковых радиальных однорядных и радиально-упорных подшипниках с углом контакта $\alpha \leq 18^\circ$ положение точки радиальной реакции и величина коэффициента Y осевой нагрузки зависят от отношения F_a/C_0 . Поэтому значительно чаще подшипники выбирают предварительно по конструктивным соображениям, исходя из диаметра вала в месте посадки.

При выборе радиально-упорных шарикоподшипников угол контакта α_0 рекомендуется назначать в зависимости от соотношения осевой и радиальной нагрузок:

Отношение F_a/F_r	до 0,35	0,35...0,80	0,8...1,2	свыше 1,2
Угол контакта α_0	0°	12°	26°	36°

Затем определяют точки приложения и величины радиальных реакций подшипников, вычисляют приведенные динамические нагрузки P и проверяют расчетом их ресурс L_h .

3. СОЕДИНЕНИЯ ВАЛОВ С УСТАНОВЛЕННЫМИ НА НИХ ДЕТАЛЯМИ

Соединения вал – ступица предназначены для закрепления деталей на валах и передачи крутящего момента. Основными типами соединений являются: шпоночное соединение; шлицевое (зубчатое) соединение; штифтовое соединение; соединение с гарантированным натягом (прессовое соединение).

Выбор типа соединения определяется требованиями конструкции, величиной передаваемого момента и требованиями прочности вала.

3.1. Расчет шпоночного соединения

В авиационных конструкциях находят применение преимущественно соединения с призматической, сегментной и круглой шпонками.

Основные размеры соединения с призматической шпонкой определяются по ГОСТ 23360 – 78 и показаны на рис. 19.

Размеры сечений определяются по табл. 24 в зависимости от диаметра вала.

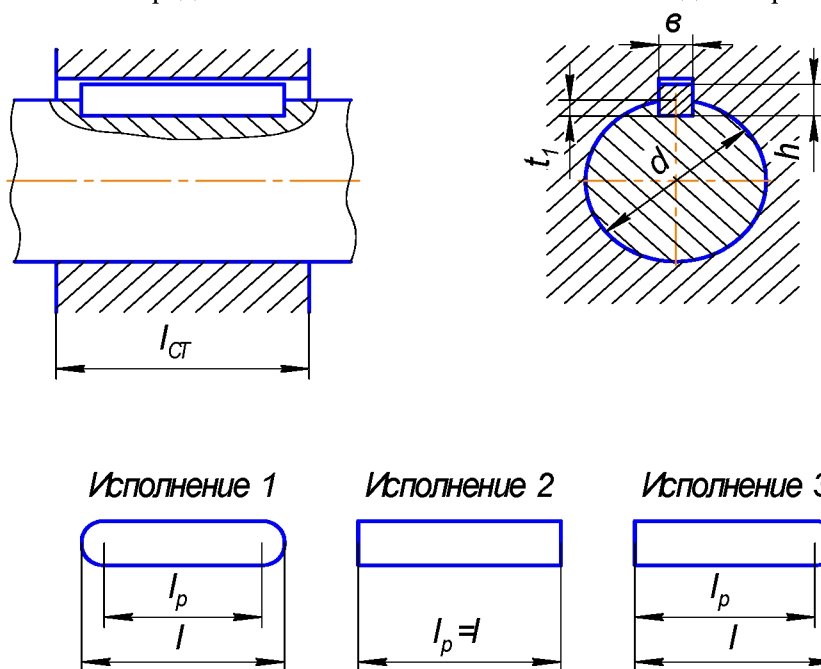


Рис.19

Таблица 24

Основные размеры соединения с призматической шпонкой (по ГОСТ 23360 – 78)

Диаметр вала, мм	Сечение шпонки, $b \times h$	Глубина паза вала, t
Свыше 10 до 12	4×4	2,5
Свыше 12 до 17	5×5	3,0
» 17 » 22	6×6	3,5
» 22 » 30	8×7	4,0
Свыше 30 до 38	10×8	5,0
» 38 » 44	12×8	5,0
» 44 » 50	14×9	5,5
» 50 » 58	16×10	6,0
» 58 » 65	18×11	7,0
Свыше 65 до 75	20×12	7,5
» 75 » 85	22×14	9,0
» 85 » 95	25×14	9,0
» 95 » 110	28×16	10,0
» 110 » 130	32×18	11,0

Длина шпонки назначается по длине ступицы, установленной на валу детали, округляется до ближайшего из ряда длин шпонок: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100.

Проверка прочности соединения производится по напряжениям смятия боковых граней:

$$\sigma_{см} = \frac{2T \cdot K_o}{d \cdot (h-t) \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}].$$

Здесь l_p - расчетная длина с учетом типа исполнения шпонки (см. рис.19). При этом исполнение 1 является предпочтительным.

Допускаемое напряжение смятия определяется по формуле $[\sigma_{см}] = \sigma_T / [S]$. При этом в качестве предела текучести σ_T принимается меньшее из трех значений – для материала вала, материала ступицы детали и материала шпонки. Допускаемый запас прочности принимается равным:

$[S] = 1,9 \dots 2,3$ - при малоизменяющейся нагрузке;

$[S] = 2,9 \dots 3,5$ - при ударной нагрузке и работе с частыми пусками и остановками.

Для реверсивного нагружения допускаемый запас прочности увеличивается на 30%.

Если условия прочности не обеспечиваются, возможно изменение материалов деталей соединения или замена шпоночного соединения шлицевым.

Основные размеры соединения с сегментной шпонкой определяются по ГОСТ24071 – 80 и показаны на рис. 20.

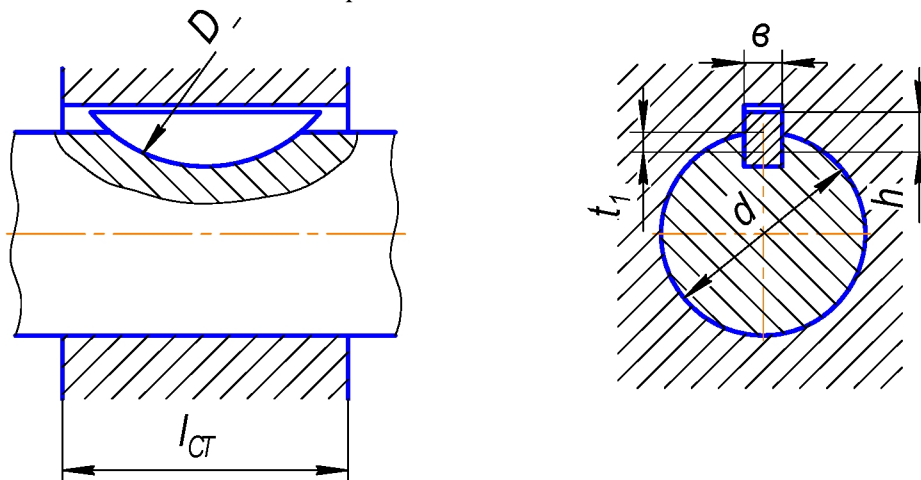


Рис.20

Соединение с сегментной шпонкой применяется преимущественно для установки на концевых участках валов деталей типа маховики, рукоятки и т.п. Концевые участки валов могут быть цилиндрическими или коническими.

Размеры шпонки выбираются в зависимости от диаметра вала по табл. 25.

Проверка прочности соединения производится на смятие боковых граней и срез шпонки:

$$\sigma_{см} = \frac{2T \cdot K_o}{d \cdot (h-t) \cdot l} \leq [\sigma_{см}] \quad \text{и} \quad \tau_{ср} = \frac{2T \cdot K_o}{d \cdot b \cdot l} \leq [\tau_{ср}].$$

При этом допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{см}]$ определяется, как показано выше, а допускаемое напряжение среза по формуле $[\tau_{ср}] = \tau_T / [S]$, где τ_T - предел текучести на сдвиг для материала шпонки.

Расчетная длина соединения может быть принята равной

$$l = 2\sqrt{(D-t)t}.$$

Основные размеры соединения с сегментной шпонкой (по ГОСТ 24071 – 80)

Диаметр вала d , мм	Размеры шпонки $b \times h \times D$	Глубина паза t
Свыше 10 до 12	3×6,5×16	5,3
Свыше 12 до 14	4×6,5×16	5,0
» 14 » 16	4×7,5×19	6,0
» 16 » 18	5×6,5×16	4,5
» 18 » 20	5×7,5×19	5,0
» 20 » 22	5×9×22	7,0
» 22 » 25	6×9×22	6,5
» 25 » 28	6×10×25	7,5
Свыше 28 до 32	8×11×28	8,0
» 32 » 38	10×13×32	10,0

Соединение с цилиндрическими шпонками не стандартизовано и применяется в конструкциях с общим торцом у ступицы детали и вала, допускающим изготовление отверстий в собранном виде, как показано на рис. 21.

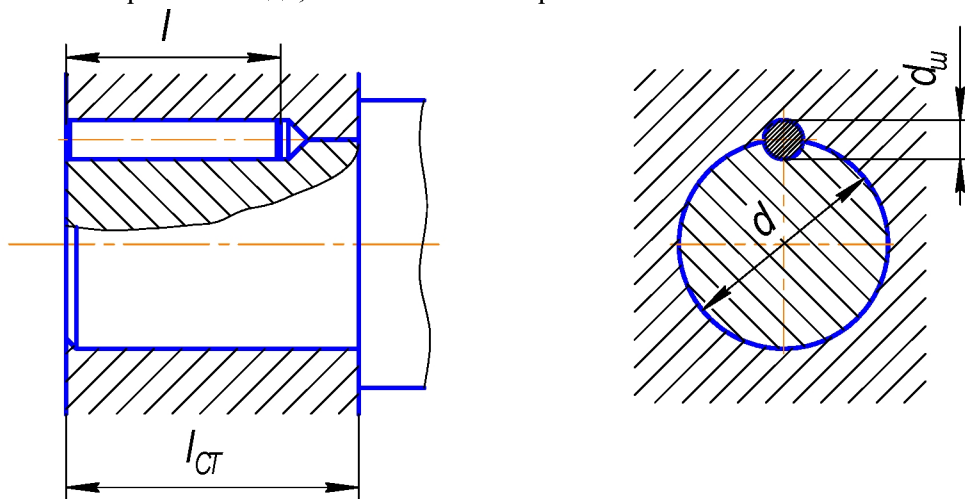


Рис.21

Диаметр шпонки и ее длину рекомендуется принимать из нормализованных рядов диаметров и длин. При этом диаметр шпонки должен удовлетворять условию $d_{ш} \leq 0,2d$. Так как шпонка устанавливается в отверстие с натягом, распределение нагрузки по ее длине, а также между шпонками, если их несколько, более равномерное, чем для других типов шпонок. В этой связи допускаемые напряжения смятия увеличиваются на 25%. Расчет соединения сводится к определению требуемого числа шпонок по формуле

$$z \geq \frac{16T \cdot K_o}{\pi d \cdot d_{ш} \cdot l \cdot [\sigma_{см}]}$$

Если требуемое число шпонок превышает шесть, целесообразно заменить соединение на шлицевое.

3.2. Расчет шлицевого соединения

В авиационных конструкциях применяются соединения с прямобочными, эвольвентными и треугольными шлицами. Соединения с треугольными шлицами применяются только для весьма тонкостенных деталей и в настоящем пособии не рассматриваются.

Основные размеры соединений с прямобочными и эвольвентными шлицами показаны на рис. 22 и 23 и приведены в табл. 26 и 27.

При выборе размеров соединения для ступенчатых валов необходимо обеспечить, чтобы диаметр по впадинам шлицев был больше, чем диаметр соседнего участка вала. Разность диаметров определяется технологическими требованиями.

Таблица 26

Основные размеры соединения с прямоугольными шлицами (по ГОСТ 1139 – 80)

$z \times d \times D$	b	f		$z \times d \times D$	b	f
Легкая серия						
6×23×26	6	0,3		8×52×58	10	0,5
6×26×30	6	0,3		8×56×62	10	
6×28×32	7	0,3		10×62×68	12	
8×32×36	6	0,4		10×72×78	12	
8×36×40	7	0,4		10×82×88	12	
8×42×46	8	0,4		10×92×98	14	
8×46×50	9	0,4		10×102×108	16	
Средняя серия						
6×13×16	3,5	0,3		8×42×48	8	0,4
6×16×20	4	0,3		8×46×54	9	0,5
6×18×22	5	0,3		8×52×56	10	0,5
6×21×25	5	0,3		8×56×65	10	0,5
6×23×28	6	0,3		8×62×72	12	0,5
6×26×32	6	0,4		10×72×82	12	0,5
6×28×34	7	0,4		10×82×92	12	0,5
8×32×38	6	0,4		10×92×102	14	0,5
8×36×42	7	0,4		10×102×112	16	0,5

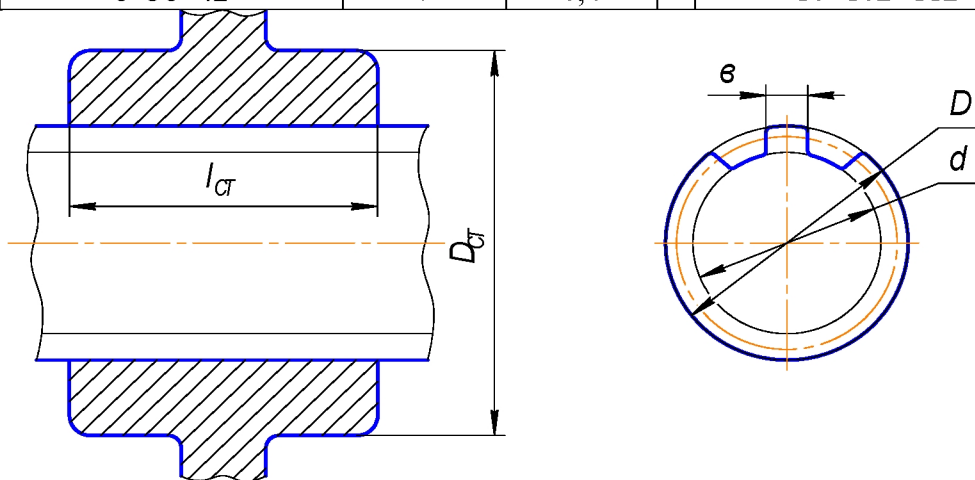


Рис.22

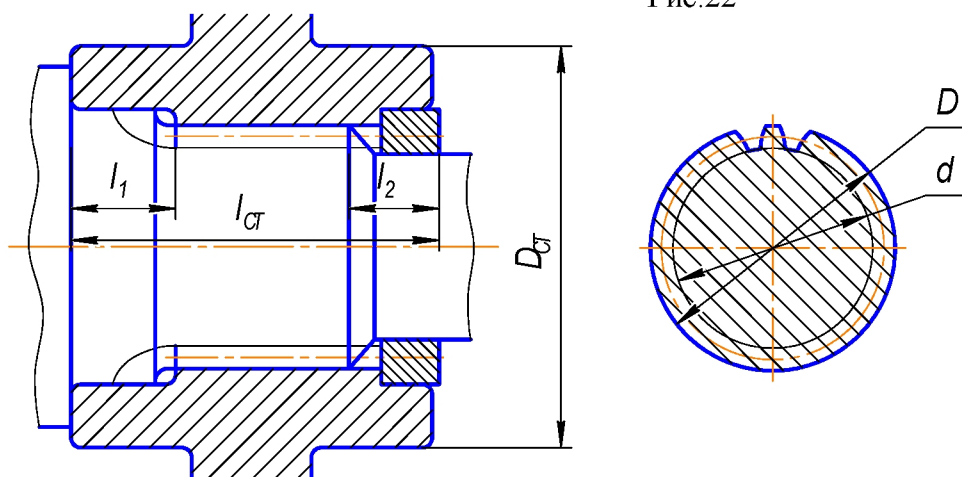


Рис.23

Для эвольвентных шлицев диаметр окружности впадин зубьев определяется по формулам:

$$d = D - 2,4m \quad - \text{ при плоской впадине;}$$

$$d = D - 2,77m \quad - \text{ при закругленной впадине.}$$

Таблица 27

Наружные диаметры D , модули m и числа зубьев z эвольвентного шлицевого соединения (по ГОСТ 6033 – 80)

D, мм		Модуль m									
Ряд		1		1,25		2		3			5
Ряд		2	1		1,5		2,5		3,5	4	
1	2	Число зубьев									
20			18	14	12	8	6				
-	22		20	16	13	9	7	6			
25			24	18	15	11	8	7			
-	28		26	21	17	12	10	8			
30			28	22	18	13	10	8			
-	32		30	24	20	14	11	9		6	
35			34	26	22	16	12	10		7	
-	38		36	29	24	18	14	11		8	
40			38	30	25	18	14	12		8	6
-	42		40	32	26	20	15	12		9	7
45			44	34	28	21	16	13	12	10	7
-	48		45	37	30	22	18	14	12	10	8
50			48	38	32	24	18	15	12	11	8
-	52		50	40	33	24	19	16	12	11	9
55			54	42	35	26	20	17	14	12	9
-	58		56	45	37	28	22	18	14	13	10
60			58	46	38	28	22	18	16	13	10
-	62			48	40	30	23	19	16	14	11
65				50	42	31	24	20	18	15	11
70				54	45	34	26	22	18	16	12
75				58	48	36	28	24	20	17	13
80				62	52	38	30	25	22	18	14
85					55	41	32	27	24	20	15
90					58	44	34	28	24	21	16
95					62	46	36	30	26	22	18
100					64	48	38	32	28	24	18
110					72	54	42	35	30	26	20
120						58	46	38	34	28	22
	130					64	50	42	36	31	24
140						68	54	45	38	34	26
	150					74	58	48	42	36	28

Проверка прочности соединения производится на смятие боковых поверхностей шлицев:

$$\sigma_{см} = \frac{2T \cdot K_o}{d_m z h l} \leq [\sigma_{см}].$$

Здесь z - число шлицев.

Средний диаметр соединения определяется по формулам:

$d_m = (d + D)/2$ - для соединения с прямобочными шлицами;

$d_m = mz$ - для соединения с эвольвентными шлицами.

Рабочая высота боковой грани определяется по формулам:

$h = (D - d)/2 - 1,4f$ - для соединения с прямобочными шлицами;

$h = 0,9m$ - для соединения с эвольвентными шлицами.

Расчетная длина l соединения определяется длиной l_{cm} ступицы установленной детали. Если в соединении имеются дополнительные цилиндрические центрирующие пояски (см. рис.23), расчетную длину соединения следует принять равной $l = l_{cm} - l_1 - l_2$.

Допускаемое напряжение смятия определяется по формуле

$$[\sigma_{cm}] = \frac{\sigma_T}{[S] \cdot K_{cm}}.$$

При этом принимается минимальное значение предела текучести σ_T из двух значений – для вала и для ступицы установленной детали.

Запас прочности принимается равным $[S] = 1,25 \dots 1,4$.

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений смятия, определяется по формуле

$$K_{cm} = K_{\Pi} K_{\psi} K_{\beta}.$$

Коэффициент, учитывающий точность изготовления, принимается равным:

$K_{\Pi} = 1,1 \dots 1,2$ - при высокой точности изготовления;

$K_{\Pi} = 1,3 \dots 1,6$ - при невысокой точности изготовления.

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями (шлицами), определяется по эмпирическим формулам:

$K_{\psi} = 2\psi + 1$ - при $\psi \leq 0,6$;

$K_{\psi} = 2\psi + 1 + 8,053 \cdot (\psi - 0,6)^{1,465}$ - при $\psi > 0,6$.

Здесь $\psi = \frac{F \cdot d_m}{2T}$ - коэффициент, зависящий от радиальной нагрузки F в соединении.

Если в соединении имеются дополнительные центрирующие пояски (см. рис.23), следует принять $K_{\psi} = 1$.

Коэффициент K_{β} неравномерности распределения нагрузки по длине шлицевого соединения определяется в зависимости от схемы нагружения соединения, как показано на рис. 24.

Если радиальная нагрузка смещена от середины ступицы в сторону места подвода крутящего момента, то

$$K_{\beta} = K_l + K_e - 1.$$

Если радиальная нагрузка смещена в сторону, противоположную месту подвода крутящего момента, то

$$K_{\beta} = K_e \quad - \text{при } K_e > K_l;$$

$$K_{\beta} = K_l \quad - \text{при } K_e < K_l.$$

Значение коэффициента K_e , учитывающего влияние опрокидывающего момента, определяется по графику, приведенному на рис. 25.

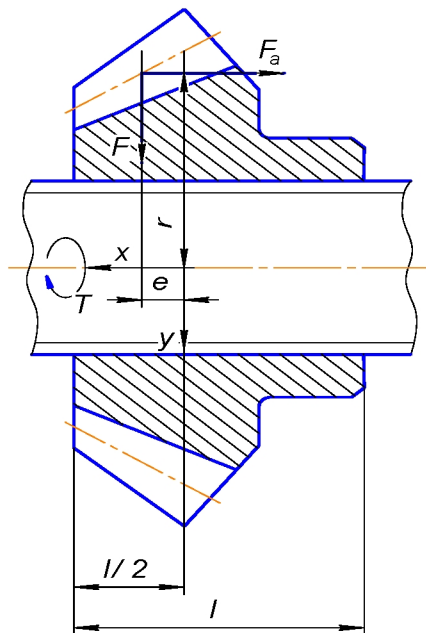


Рис. 24

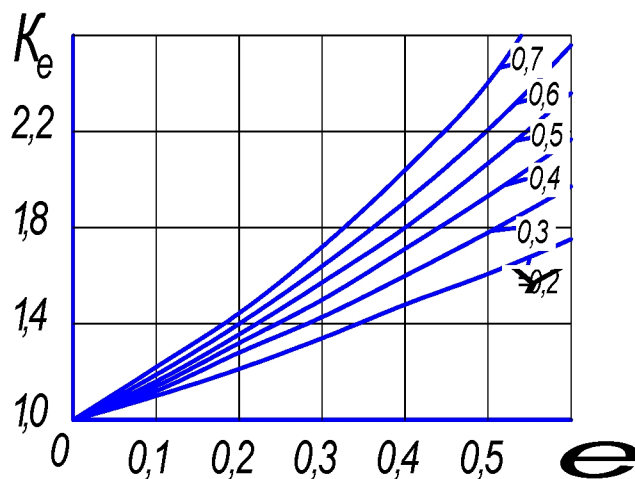


Рис.25

При этом параметр ε определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{M}{F \cdot l_{cm}},$$

где опрокидывающий момент определяется выражением

$$M = |F \cdot e - F_a \cdot r|.$$

Здесь e и r - смещения от центра соединения соответственно радиальной F и осевой F_a нагрузок, определяемые по чертежу конструкции (см. рис.24). Значения F , F_a , e и r определяются с учетом их знаков в системе координат, приведенной на рис. 24.

Если радиальная нагрузка в соединении равна нулю или мала ($\psi < 0,2$), значение коэффициента K_e следует определять по формуле:

$$K_e = 1 + \frac{6d_m M}{K_\psi T \cdot l}.$$

Если в соединении имеются дополнительные центрирующие пояски, следует принять $K_e = 1$.

Коэффициент K_l , учитывающий деформации вала и ступицы на длине соединения, для прямобочных шлицев определяется по табл. 28.

Таблица 28

Серия	Наружный диаметр, D	Величина K_l при L/D			
		0,75	1,00	1,25	1,70
Легкая	До 26	1,20	1,30	1,50	1,70
	30...50	1,30	1,50	1,70	2,00
	50...120	1,50	1,80	2,20	2,60
Средняя	До 19	1,34	1,60	1,85	2,10
	20...30	1,40	1,70	2,00	2,30
	32...50	1,60	1,90	2,40	2,80
	54...112	1,80	2,40	2,90	3,50
	свыше 112	2,05	2,80	3,40	4,10

Для эвольвентных соединений значение коэффициента K_f определяется по табл. 29 в зависимости от безразмерного параметра $\xi = L/\sqrt{Dm}$.

Таблица 29

ξ	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0
K_f	1,36	1,60	2,20	2,84	3,60	4,26	5,00

Условная длина шлицевого соединения выбирается в зависимости от соотношения диаметра ступицы D_{cm} и среднего диаметра шлицев:

$$L = l \quad \text{при } D_{cm}/d_m \geq 1,8;$$

$$L = 0,9l \quad \text{при } D_{cm}/d_m = 1,4 \dots 1,6;$$

$$L = 0,8l \quad \text{при } D_{cm}/d_m < 1,4.$$

Расчет на изнашивание выполняется для подвижных шлицевых соединений. Условие износостойкости имеет вид:

$$\sigma_{cm} \leq [\sigma_{изн}].$$

Допускаемое напряжение изнашивания рекомендуется определять по формуле

$$[\sigma_{изн}] = ([\sigma_{изн}]_0 - \Delta\sigma_1 + \Delta\sigma_2) K_{CE}.$$

Базовое значение допускаемого напряжения изнашивания $[\sigma_{изн}]_0$ определяется по табл. 30 в зависимости от твердости поверхности шлицев и параметров ε и ψ . Значение базового напряжения увеличивается или уменьшается в зависимости от условий работы соединения. Так при реверсивной работе $\Delta\sigma_1 = 0,25[\sigma_{изн}]_0$, иначе $\Delta\sigma_1 = 0$.

Таблица 30

Параметры нагрузки		Термообработка и твердость					
ψ	ε	без термообр. 20HRC	улучшение 28HRC	закалка			цемент. или азотир.
				40HRC	45HRC	52HRC	
0,59	0	38	42	55	69	75	83
	0,25	21	23	29	36	39	44
	0,50	18	21	25	32	35	39
0,50	0	47	55	67	85	92	100
	0,25	32	37	47	60	66	72
	0,50	22	26	34	42	45	50
0,42	0	65	76	92	116	127	141
	0,25	42	49	60	75	82	91
	0,50	35	41	50	63	68	76
0,35	0	73	85	105	130	142	158
	0,25	52	60	77	97	105	117
	0,50	38	45	60	75	80	90

При центрировании детали по наружному или внутреннему диаметру шлицев допускаемое напряжение может быть увеличено на $\Delta\sigma_2 = (0,25 + 0,4\varepsilon)[\sigma_{изн}]_0$. При центрировании по боковым граням шлицев $\Delta\sigma_2 = 0$. Однако, при наличии дополнительных цилиндрических центрирующих поверхностей (см. рис.23)

$$\Delta\sigma_2 = 0,45[\sigma_{изн}]_0.$$

Коэффициент долговечности при расчете шлицевых соединений определяется по формуле

$$K_{CE} = \sqrt[3]{10^8 / N_E}.$$

При этом эквивалентное число циклов перемены напряжений определяется по формуле

$$N_E = 60m_h \sum \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 \frac{n_i t_{hi}}{n t_h}.$$

При невыполнении условий прочности на смятие или износостойкость шлицев необходимо ввести изменения:

- уменьшение неравномерности распределения нагрузки;
- изменение материалов или термообработки;
- увеличение размеров соединения и переработка конструкции вала.

3.3. Расчет штифтового соединения

Штифтовое соединение, схема которого приведена на рис. 26, обеспечивает не только передачу крутящего момента, но и фиксацию детали на валу в осевом направлении.

Соединение не стандартизовано. Диаметр штифта рекомендуется принимать равным $d_{ш} \approx 0,16d$ и выбирать из нормального ряда диаметров. В ряде случаев применяются конические штифты с малым углом конусности (обычно 1:50).

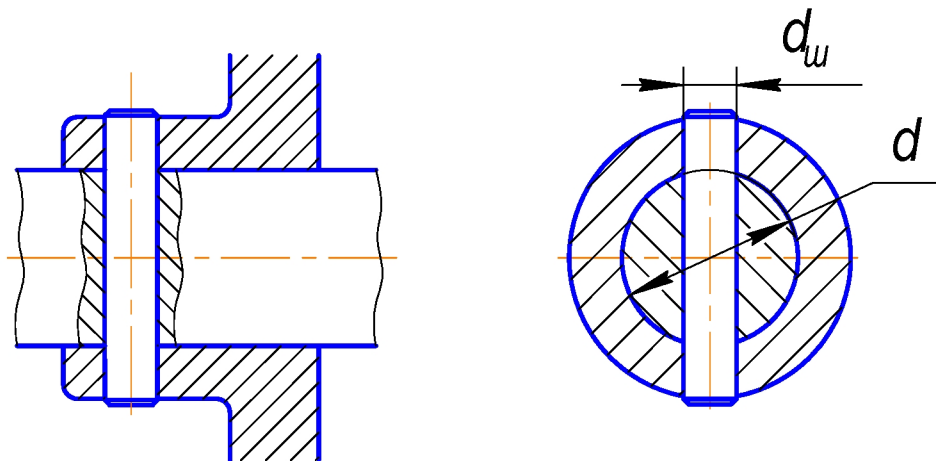


Рис.26

Длина штифта определяется конструктивно по диаметру ступицы детали с учетом условий сборки – разборки.

Проверка прочности соединения выполняется по напряжениям среза:

$$\tau_{ср} = \frac{4T \cdot K_{\sigma}}{\pi d d_{ш}^2} \leq [\tau_{ср}].$$

При этом допускаемое напряжение среза определяется по формуле

$$[\tau_{ср}] = \tau_T / [S],$$

где τ_T - предел текучести на сдвиг материала штифта.

Запас прочности принимается не менее $[S] \geq 1,9$.

В связи с малой конусностью соединения с коническими штифтами рассчитываются так же, как с цилиндрическими. При этом под $d_{ш}$ понимают среднее значение диаметра штифта.

При невыполнении условий прочности возможна установка двух штифтов во взаимно перпендикулярных плоскостях или замена вида соединения.

3.4. Расчет прессового соединения

Наибольшее распространение получили соединения по цилиндрическим поверхностям. Они относятся к неразъемным и обеспечивают минимальный вес соединения.

Передача крутящего момента и осевой силы в соединении обеспечивается силами трения. Необходимое давление посадки может быть определено по формуле

$$p = \frac{K_{сц} \sqrt{(k_F F_a)^2 + (2T/d)^2}}{f \pi d l}.$$

Здесь $K_{сц}$ - коэффициент запаса по сцеплению; T - крутящий момент, F_a - осевая сила в соединении; d - диаметр вала в месте посадки; l - длина соединения; f - коэффициент трения.

Если для восприятия осевой силы на валу имеется упорный буртик, следует принять коэффициент $k_F = 0$. При отсутствии упорного буртика $k_F = 1$.

Требуемая величина посадочного натяга определяется по формуле

$$N = pd(C_1/E_1 + C_2/E_2).$$

Здесь C_1 и C_2 - геометрические характеристики вала и установленной детали, определяемые по зависимостям:

$$C_1 = (d^2 + d_1^2)/(d^2 - d_1^2) - \mu_1,$$
$$C_2 = (D_{cm}^2 + d^2)/(D_{cm}^2 - d^2) - \mu_2.$$

Кроме того, E_1, E_2 и μ_1, μ_2 - модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и установленной детали соответственно; d_1 - диаметр отверстия вала; D_{cm} - расчетное значение наружного диаметра ступицы установленной детали.

Минимальное значение посадочного натяга определяется с учетом способа сборки по формуле

$$N_{\min} = N + k_N(R_{z1} + R_{z2}),$$

где R_{z1}, R_{z2} - характеристики шероховатости посадочных поверхностей вала и установленной детали.

При обычном (холодном) прессовании принимают $k_N = 1, 2$, при сборке с нагревом детали или охлаждении вала - $k_N = 0$.

Проверка прочности соединения выполняется по условиям:

$$\sigma_1 \leq \sigma_{T1} \text{ и } \sigma_2 \leq \sigma_{T2}.$$

Здесь σ_{T1} и σ_{T2} - значения пределов текучести материалов вала и детали; σ_1 и σ_2 - приведенные нормальные напряжения на посадочных поверхностях вала и детали, определяемые по формулам:

$$\sigma_1 = 2p_{\max} / (1 - (d_1/d)^2),$$
$$\sigma_2 = 2p_{\max} / (1 - (d/D_{cm})^2).$$

При этом максимальное давление посадки p_{\max} определяется при максимальном значении посадочного натяга N_{\max} по формуле

$$p_{\max} = \frac{N_{\max} - k_N(R_{z1} + R_{z2})}{d(C_1/E_1 + C_2/E_2)}.$$

При невыполнении условий прочности необходимо увеличение размеров соединения или замена материалов.

4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ВАЛА

Рассчитать промежуточный вал (рис. 27) двухступенчатого зубчатого редуктора вертолета.

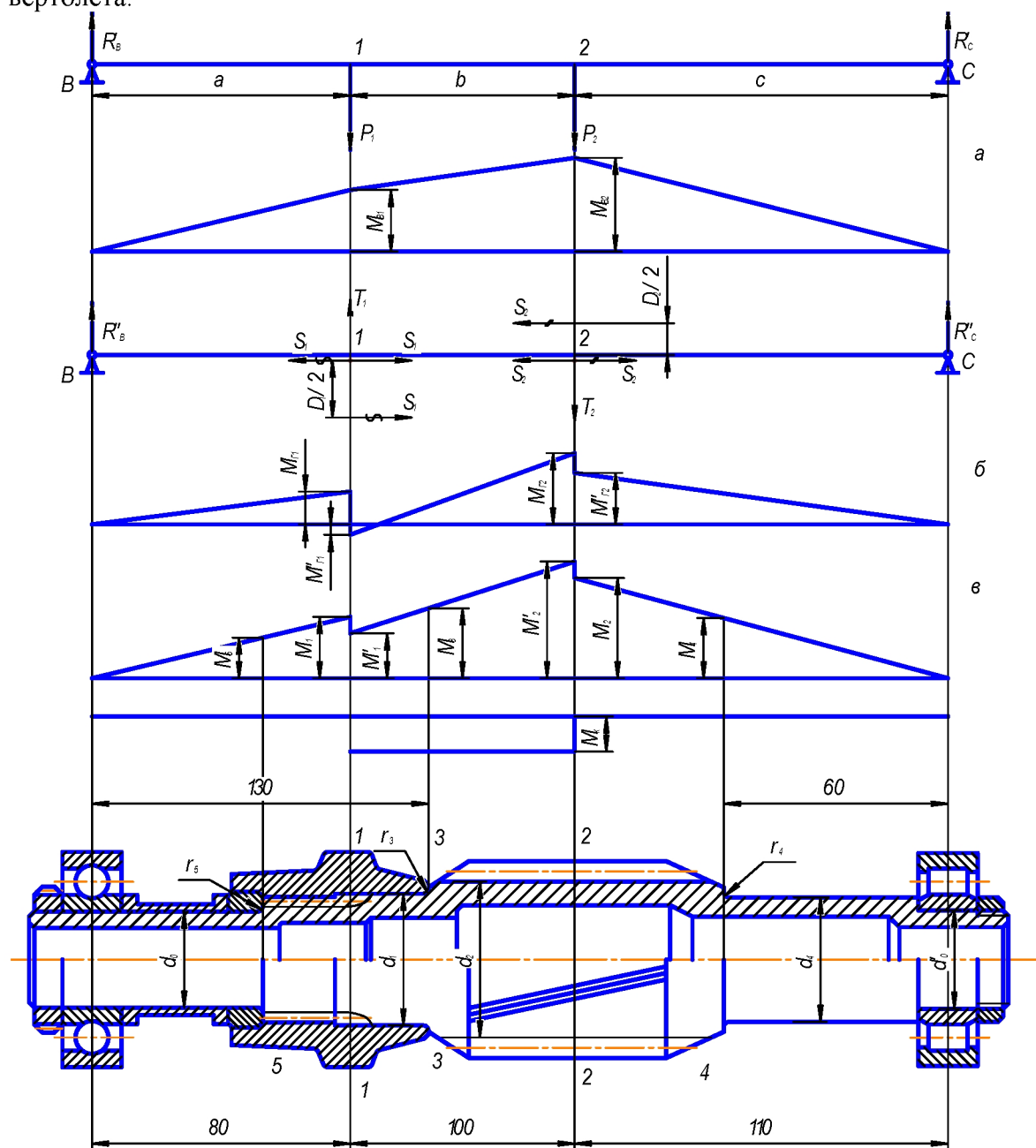


Рис. 27

Номинальный крутящий момент на промежуточном валу при установившемся режиме работы двигателя $T = 400 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Переменный крутящий момент от крутильных колебаний в системе составляет 25% ($\alpha = 0,25$). Частота вращения вала $n = 950 \text{ об/мин}$. Требуемая долговечность подшипников 2000 часов.

Диаметр начальной окружности установленного на валу зубчатого колеса 1 $d_{w1} = 231 \text{ мм}$. Шестерня 2 изготавливается заодно с валом и имеет параметры: модуль $m = 3 \text{ мм}$, число зубьев $z = 30$, диаметр начальной окружности $d_{w2} = 91 \text{ мм}$.

Материал шестерни – вала – сталь 20Х2Н4А, предел прочности $\sigma_B = 1250 \text{ МПа}$, пределы текучести $\sigma_T = 1070 \text{ МПа}$, $\tau_T = 750 \text{ МПа}$, пределы выносливости $\sigma_{-1} = 630 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 320 \text{ МПа}$ (см. табл. 1).

Оба косозубых колеса для уменьшения осевого усилия на опоры имеют одинаковое направление винтовой линии. Угол наклона зубьев по делительному цилиндру $\beta = 8^\circ 30' 07''$.

Определим номинальные значения усилий в зацеплениях зубьев.

Окружные усилия:

$$F_{t1} = \frac{2T}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 10^3}{231} = 3463,2H; \quad F_{t2} = \frac{2T}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 10^3}{91} = 8791,2H.$$

Радиальные усилия:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 3463,2 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 8^\circ 30' 07''} = 1274,5H;$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 8791,2 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 8^\circ 30' 07''} = 3235,3H.$$

Осевые усилия:

$$F_{x1} = F_{r1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 3463,2 \cdot \operatorname{tg} 8^\circ 30' 07'' = 517,7H;$$

$$F_{x2} = F_{r2} \cdot \operatorname{tg} \beta = 8791,2 \cdot \operatorname{tg} 8^\circ 30' 07'' = 1314,2H.$$

Внешняя осевая нагрузка на опоры:

$$F_a = F_{x2} - F_{x1} = 1314,2 - 517,7 = 796,5H.$$

В связи с небольшой величиной осевой силы, действующей на подшипники, в опоре B установлен зафиксированный по наружному и внутреннему диаметрам радиальный подшипник.

В этом случае опора C должна быть "плавающей". В этой опоре устанавливаем радиальный роликоподшипник.

Проектировочный расчет

Ориентировочное значение диаметра вала определим из условия прочности по касательным напряжениям. По табл. 4 для промежуточного вала при несимметричном расположении опор и зубчатых колес условное значение запаса прочности примем равным $[S_{yсл}] = 3,8$. Тогда значение допускаемых напряжений кручения будет равно:

$$[\tau_k] = \tau_{-1} / [S_{yсл}] = 320 / 3,8 = 84,2 \text{ МПа}.$$

Коэффициент динамичности примем равным $K'_o = 1,35$. Тогда расчетное значение крутящего момента будет равно:

$$T_p = T \cdot K'_o = 400 \cdot 1,35 = 540 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Зададимся коэффициентом пустотелости $\beta = 0,7$. Тогда ориентировочное значение диаметра вала будет равно:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 540 \cdot 10^3}{\pi \cdot 84,2 \cdot (1 - 0,7^4)}} = 44,13 \text{ мм}.$$

Разработка конструкции вала

При разработке конструкции вала пользуемся размерами, полученными при его предварительном расчете.

Выбираем подшипники:

- в опоре B устанавливаем радиальный шариковый подшипник №209 повышенного класса точности с размерами $45 \times 85 \times 19$;

- в опоре C устанавливаем радиальный роликовый подшипник №32209 с размерами $45 \times 85 \times 19$.

Диаметр вала d_o (см. рис. 27) принимаем равным внутреннему диаметру шарикоподшипника ($d_o = 45$ мм). Для того чтобы ступица зубчатого колеса во время сборки прошла этот участок свободно, без натяга, диаметр вала между

шарикоподшипником и посадочным местом принимаем равным также 45 мм с постановкой при этом распорной втулки.

Шлицы для установки зубчатого колеса принимаются эвольвентными с модулем $m = 2$ мм. По технологическим требованиям наружный диаметр шлицев должен быть $D \geq 45 + 2,77m = 45 + 2,77 \cdot 2 = 50,54$ мм.

По табл. 27 принимаем шлицы с наружным диаметром $D = 52$ мм и числом зубьев $z = 24$. Диаметр делительной окружности $d_m = mz = 2 \cdot 24 = 48$ мм, диаметр окружности впадин $d_f = D - 2,77m = 52 - 2,77 \cdot 2 = 46,46$ мм.

Длину ступицы колеса с учетом центрирующей втулки принимаем по соотношению $l_{cm} \leq 1,5d_m = 1,5 \cdot 48 = 72$ мм. Длины центрирующей втулки и центрирующего участка вала равными примем соответственно 10 мм и 12 мм. Тогда расчетная длина шлицевого соединения будет равна $l = 72 - 10 - 12 = 60$ мм.

Диаметр посадочного места вала под ступицу зубчатого колеса с учетом технологических требований принимаем равным $d_1 = 55$ мм. Радиус закругления галтели берем по нормали свободных поверхностей круглых деталей $r_5 = 2$ мм (см. табл. П3). Длина посадочного места выбирается в соответствии с длиной ступицы колеса с учетом способа нарезания шлицев.

При переходе посадочного места к большому диаметру имеется галтель. Радиус галтели r_3 выбираем по нормали для деталей при неподвижном соединении $r_3 = 1,5$ мм (см. табл. П2). Диаметр буртика принимаем равным $d_3 = 68$ мм.

Диаметр вала d_2 принимаем равным диаметру окружности впадин шестерни $d_2 = 84$ мм.

Диаметр вала d_0 принимаем равным внутреннему диаметру роликоподшипника $d_0 = 45$ мм.

Заплечик на валу выбираем по табл. П5 для роликоподшипника средней серии $h_1 = 4,5$ мм. Тогда $d_4 = d_0 + 2h_1 = 45 + 2 \cdot 4,5 = 54$ мм.

Радиус галтели в сечении 4 берем по нормали для свободных поверхностей круглых деталей $r_4 = 3$ мм (см. табл. П3).

Проверочный расчет шлицевого соединения

Напряжения смятия боковых граней эвольвентного соединения будут равны:

$$\sigma_{cm} = \frac{2T \cdot K_d}{0,8d_m^2 l} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 10^3 \cdot 1,35}{0,8 \cdot 48^2 \cdot 60} = 9,766 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение смятия определим по формуле

$$[\sigma_{cm}] = \frac{\sigma_T}{[S]K_{cm}}.$$

Для материала вала $\sigma_T = 1070$ МПа. Запас прочности примем равным $[S] = 1,3$. Коэффициент неравномерности распределения напряжений смятия определим по формуле $K_{cm} = K_{\Pi} K_{\psi} K_{\beta}$.

Коэффициент, учитывающий погрешности изготовления, примем равным $K_{\Pi} = 1,2$.

Радиальная нагрузка в соединении будет равна:

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{3463,2^2 + 1274,5^2} = 3690,3 \text{ Н}.$$

Параметр, характеризующий влияние радиальной нагрузки, будет равен:

$$\psi = \frac{Fd_m}{2T} = \frac{3690,3 \cdot 48}{2 \cdot 400 \cdot 10^3} = 0,221.$$

Так как в соединении имеются дополнительные центрирующие пояски, принимаем $K_{\psi} = 1,0$.

Опрокидывающий момент в соединении определяется только осевой силой в зацеплении:

$$M = F_{x1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} = 517,7 \cdot \frac{231}{2} = 59794,35 \text{ Нмм}.$$

Параметр, характеризующий влияние опрокидывающего момента, будет равен:

$$\varepsilon = \frac{M}{Fl_{cm}} = \frac{59794,35}{3690,3 \cdot 72} = 0,225.$$

Так как в соединении имеются дополнительные центрирующие пояски, принимаем $K_e = 1,0$.

Если принять диаметр ступицы колеса $D_{cm} \approx 1,5d_m$, условная длина соединения при расчетах на кручение $L = 0,9l = 0,9 \cdot 60 = 54 \text{ мм}$. Тогда параметр, характеризующий влияние деформации кручения деталей шлицевого соединения, будет равен:

$$\xi = L/\sqrt{Dm} = 54/\sqrt{52 \cdot 2} = 5,295.$$

По табл. 28 найдем $K_1 = 3,79$.

Тогда коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине шлицев будет равен: $K_\beta = K_e + K_1 - 1 = 1 + 3,79 - 1 = 3,79$.

$$\text{Наконец: } K_{cm} = 1,2 \cdot 1,0 \cdot 3,79 = 4,55 \text{ и } [\sigma_{cm}] = \frac{1070}{1,3 \cdot 4,55} = 180,7 \text{ МПа}.$$

Таким образом, $\sigma_{cm} = 9,766 \text{ МПа} < [\sigma_{cm}] = 180,7 \text{ МПа}$, т.е. прочность на смятие обеспечена.

Допускаемое напряжение изнашивания определим по формуле:

$$[\sigma_{изн}] = ([\sigma_{изн}]_0 - \Delta\sigma_1 + \Delta\sigma_2) K_{cE}.$$

Число циклов изменения напряжений за время эксплуатации без учета переменного режима нагружения будет равно:

$$N_E = 60nt_h K_E = 60 \cdot 950 \cdot 2000 \cdot 1 = 11,4 \cdot 10^7.$$

Коэффициент долговечности будет равен:

$$K_{cE} = \sqrt[3]{10^8/N_E} = \sqrt[3]{10^8/(1,14 \cdot 10^8)} = 0,957.$$

Для незакаленной высоколегированной стали при $\psi < 0,35$ и $\varepsilon = 0,215$ по табл. 30 базовое значение допускаемого напряжения изнашивания примем равным $[\sigma_{изн}]_0 = 60 \text{ МПа}$. Передача неревверсивная, в этой связи поправка $\Delta\sigma_1 = 0$. При наличии дополнительных центрирующих поясков введем поправку $\Delta\sigma_2 = 0,45[\sigma_{изн}]_0 = 0,45 \cdot 60 = 27 \text{ МПа}$.

Тогда допускаемое напряжение изнашивания будет равно:

$$[\sigma_{изн}] = (60 - 0 + 27) \cdot 0,957 = 83,3 \text{ МПа}.$$

Так как $\sigma_{cm} = 9,766 \text{ МПа} < [\sigma_{изн}] = 83,3 \text{ МПа}$, то износостойкость соединения обеспечена.

Проверочный расчет подшипников

Схема расположения опор и действующих нагрузок приведена на рис. 27. Расстояния между опорами и действующими силами определены по чертежу конструкции. Определим реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Уравнение моментов в вертикальной плоскости представим в следующем виде:

$$\sum M_{B_6} = F_{t1} \cdot a + F_{t2}(a+b) - R_{C_6} \cdot (a+b+c) = 0.$$

Отсюда

$$R_{C_6} = \frac{F_{t2} \cdot (a+b) + F_{t1} \cdot a}{a+b+c} = \frac{8791,2 \cdot (80+100) + 3463,2 \cdot 80}{80+100+110} = 6412,0 \text{ Н}.$$

Уравнение сил в вертикальной плоскости имеет следующий вид:

$$\sum F_6 = R_{B_6} - F_{t1} - F_{t2} + R_{C_6} = 0.$$

Отсюда

$$R_{B_6} = F_{t1} + F_{t2} - R_{C_6} = 3463,2 + 8791,2 - 6412,0 = 5842,4 \text{ Н}.$$

Уравнение моментов в горизонтальной плоскости имеет вид:

$$\sum M_{Bz} = F_{r1} \cdot a - F_{x1} \cdot d_{w1} / 2 - F_{r2} \cdot (a+b) - F_{x2} \cdot d_{w2} / 2 + R_{Cz} \cdot (a+b+c) = 0. \quad \text{Отсюда}$$

$$R_{Cz} = \frac{F_{r2} \cdot (a+b) - F_{r1} \cdot a + F_{x1} \cdot d_{w1} / 2 + F_{x2} \cdot d_{w2} / 2}{a+b+c} =$$

$$= \frac{3235,3 \cdot (80+100) - 1274,5 \cdot 80 + 517,7 \cdot 231 / 2 + 1314,2 \cdot 91 / 2}{80+100+110} = 2068,9H.$$

Уравнение сил в горизонтальной плоскости имеет следующий вид:

$$\sum F_z = R_{Bz} + F_{r1} - F_{r2} + R_{Cz} = 0.$$

Отсюда

$$R_{Bz} = F_{r2} - F_{r1} - R_{Cz} = 3235,3 - 1274,5 - 2068,9 = -108,1H.$$

Радиальные нагрузки опор будут равны:

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{5842,4^2 + (-108,1)^2} = 5843,4H;$$

$$F_{rC} = \sqrt{R_{Cz}^2 + R_{Cz}^2} = \sqrt{6412,0^2 + 2068,9^2} = 6737,5H.$$

В опоре B установлен радиальный шарикоподшипник №209, имеющий значение параметров $C = 33200H$ и $C_0 = 18600H$.

Осевая нагрузка на опору будет равна

$$F_{aB} = F_{x2} - F_{x1} = 1314,2 - 517,7 = 796,5H.$$

Относительная величина $F_a / C_0 = 796,5 / 18600 = 0,0428$.

По табл. 17 найдем значения параметров $e = 0,24$ и $Y = 1,85$. Принимая коэффициент вращения $V = 1$, вычислим отношение $F_a / VF_r = 796,5 / (1 \cdot 5843,4) = 0,136 < e$.

По табл. 15 коэффициент безопасности примем $K_\sigma = 1,2$.

Следовательно, приведенная динамическая нагрузка подшипника будет

$$P = VF_r K_\sigma = 1 \cdot 5843,4 \cdot 1,2 = 7012,1H.$$

Тогда долговечность подшипника в опоре B будет равна

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 950} \left(\frac{33200}{7012,1} \right)^3 = 1862ч.$$

Долговечность недостаточна, поэтому произведем замену подшипника. Установим в опоре шариковый подшипник средней серии №309 с следующими параметрами: $d \times D \times B = 45 \times 100 \times 25$, $C = 52700H$ и $C_0 = 30000H$. Ширина подшипника изменилась незначительно, поэтому расстояния между опорами и зубчатыми колесами, а также значения реакций в опорах оставим без изменения.

Отношение $F_a / C_0 = 796,5 / 30000 = 0,0265$. По табл. 17 для данного подшипника имеем $e = 0,22$, следовательно осевую нагрузку можно не учитывать и значение приведенной динамической нагрузки будет прежнее.

Тогда долговечность подшипника в опоре B будет равна

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 950} \left(\frac{52700}{7012,1} \right)^3 = 7447ч.$$

В опоре C установлен радиальный роликоподшипник №32209, имеющий параметры $C = 44000H$ и $C_0 = 25500H$. Приведенная динамическая нагрузка подшипника будет равна

$$P = VF_r = 1 \cdot 6737,5 \cdot 1,2 = 8085,0H.$$

Долговечность подшипника в опоре C будет равна:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{3,33} = \frac{10^6}{60 \cdot 950} \left(\frac{44000}{8085,0} \right)^{3,33} = 4946ч.$$

Таким образом, расчетная долговечность подшипников значительно превышает заданную $t_h = 2000ч$.

Проверочный расчет вала на прочность

С учетом рассчитанных значений реакций в опорах построим эпюры изгибающих и крутящих моментов для вала.

Схема нагрузок в вертикальной плоскости приведена на рис. 27,а.

Значения моментов в характерных точках будут равны:

$$M_{e1} = R_{B_0} \cdot a = 5842,4 \cdot 80 = 467392 H \cdot мм;$$

$$M_{e2} = R_{C_0} \cdot c = 6412,0 \cdot 110 = 705320 H \cdot мм.$$

Схема нагрузок в горизонтальной плоскости приведена на рис. 27,б.

Значения моментов в характерных точках будут равны:

$$M_{e1} = R_{B_2} \cdot a = -108,1 \cdot 80 = -8648 H \cdot мм;$$

$$M'_{e1} = M_{e1} + F_{x1} \cdot d_{m1} / 2 = -8648 + 517,7 \cdot 231 / 2 = 51146,35 H \cdot мм;$$

$$M_{e2} = R_{C_2} \cdot c = 2068,9 \cdot 110 = 227579 H \cdot мм;$$

$$M'_{e2} = M_{e2} - F_{x2} \cdot d_{m2} / 2 = 227579 - 1314,2 \cdot 91 / 2 = 167782,9 H \cdot мм.$$

Значения суммарных изгибающих моментов в характерных точках будут равны:

$$M_1 = \sqrt{M_{e1}^2 + M_{e1}'^2} = \sqrt{467392^2 + (-8648)^2} = 467472 H \cdot мм;$$

$$M_1' = \sqrt{M_{e1}'^2 + (M_{e1}')^2} = \sqrt{467392^2 + 51146,35^2} = 470182 H \cdot мм;$$

$$M_2 = \sqrt{M_{e2}^2 + M_{e2}'^2} = \sqrt{705320^2 + 227579^2} = 741126 H \cdot мм;$$

$$M_2' = \sqrt{M_{e2}'^2 + (M_{e2}')^2} = \sqrt{705320^2 + 167782,9^2} = 725002 H \cdot мм.$$

Эпюры изгибающих и крутящих моментов вала приведены на рис. 27 схематично без соблюдения масштаба.

Определим запасы прочности в некоторых сечениях вала.

Проверим запас усталостной прочности в сечении I, которое проходит через посадочное место для ступицы зубчатого колеса со шлицами. При этом рассмотрим два варианта нагружения:

- сечение нагружено изгибающим моментом $M_1 = 467472 H \cdot мм$ и растягивающим усилием $F = 796,5 H$;
- сечение нагружено изгибающим моментом $M_1' = 470182 H \cdot мм$, растягивающим усилием $F = 1314,2 H$ и крутящим моментом $T = 400000 H \cdot мм$.

В первом случае проверка прочности выполняется только по нормальным напряжениям. При диаметре отверстия пустотелого вала в рассматриваемом сечении $d_0 = 35 мм$, коэффициент пустотелости будет равен

$$\beta = d_0 / (D - 2,4t) = 35 / (52 - 2,4 \cdot 2) = 0,7415.$$

Площадь сечения

$$A \approx \frac{\pi(D - 2,4t)^2}{4} (1 - \beta^2) + 0,6\pi t^2 =$$

$$= \frac{\pi(52 - 2,4 \cdot 2)^2}{4} (1 - 0,7415^2) + 0,6\pi \cdot 24 \cdot 2^2 = 968,65 мм^2.$$

Напряжения растяжения в сечении будут равны

$$\sigma_p = F \cdot K_\sigma / A = 796,5 \cdot 1,35 / 968,65 = 1,1 МПа.$$

Момент сопротивления при изгибе при расчете по вершинам шлицев будет равен

$$W \approx \frac{\pi(D-2,4m)^4}{32D} (1-\beta^4) + \frac{1,2\pi m^2(D-1,2m)^2}{8D} =$$

$$= \frac{\pi(52-2,4 \cdot 2)^4}{32 \cdot 52} (1-0,7415^4) + \frac{1,2\pi \cdot 24 \cdot 2^2(52-1,2 \cdot 2)^2}{8 \cdot 52} = 7607,93 \text{ мм}^3.$$

Напряжения изгиба в сечении будут равны

$$\sigma_u = M_1 \cdot K_\sigma / W = 467472 \cdot 1,35 / 7607,93 = 82,95 \text{ МПа}.$$

Принимаем $\sigma_a = \sigma_u = 82,95 \text{ МПа}$ и $\sigma_m = \sigma_p = 1,11 \text{ МПа}$.

Значение эффективного коэффициента концентрации напряжений при наличии эвольвентных шлицев для вала, изготовленного из стали, имеющей $\sigma_s = 1250 \text{ МПа}$, находим по табл. 9: $K_\sigma = 1,76$.

Значения масштабного фактора для вала диаметром $d = 52 \text{ мм}$ - по табл. 12: $\varepsilon_\sigma = 0,70$.

Поверхности вала будут обработаны с чистотой не ниже 6 класса по ГОСТ 2789-59. Коэффициент качества поверхности, согласно табл. 13, при тонком точении $K_F = 1,25$. При отсутствии упрочнения поверхности $K_V = 1$. Тогда коэффициент концентрации напряжений в сечении вал при изгибе будет равен

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + K_F - 1 \right) / K_V = \left(\frac{1,76}{0,7} + 1,25 - 1 \right) / 1 = 2,764.$$

Запас усталостной прочности при $\sigma_{-1} = 630 \text{ МПа}$ и $\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_s = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 1250 = 0,27$ будет равен

$$S = S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{630}{2,764 \cdot 82,95 + 0,27 \cdot 1,11} = 2,74.$$

Для второго варианта нагружения напряжения растяжения в сечении будут равны $\sigma_p = F' \cdot K_\sigma / A = 1314,2 \cdot 1,35 / 968,65 = 1,83 \text{ МПа}$.

При действии крутящего момента проверку прочности проводим по впадинам зубьев. Тогда моменты сопротивления сечения будут равны:

$$W = \frac{\pi(D-2,4m)^3}{32} (1-\beta^4) + \frac{1,2\pi m(D-1,2m)^2}{8(D-2,4m)} =$$

$$= \frac{\pi(52-2,4 \cdot 2)^3}{32} (1-0,7415^4) + \frac{1,2\pi \cdot 24 \cdot 2(52-1,2 \cdot 2)^2}{8(52-2,4 \cdot 2)} = 8381,61 \text{ мм}^3;$$

$$W_\rho = 2W = 2 \cdot 8381,61 = 16763,22 \text{ мм}^3.$$

Напряжения изгиба и кручения в сечении будут равны:

$$\sigma_u = \frac{M_1' \cdot K_\sigma}{W} = \frac{470182 \cdot 1,35}{8381,61} = 75,73 \text{ МПа};$$

$$\tau_\kappa = \frac{T \cdot K_\sigma}{W_\rho} = \frac{400000 \cdot 1,35}{16763,22} = 32,21 \text{ МПа}.$$

Принимаем: $\sigma_a = \sigma_u = 75,73 \text{ МПа}$; $\sigma_m = \sigma_p = 1,83 \text{ МПа}$; $\tau_a = \alpha \tau_\kappa = 0,25 \cdot 32,21 = 8,05 \text{ МПа}$ и $\tau_m = \tau_\kappa = 32,21 \text{ МПа}$.

Запас прочности по нормальным напряжениям будет равен

$$S_\sigma = \frac{630}{2,764 \cdot 75,73 + 0,27 \cdot 1,83} = 3,00.$$

Эффективный коэффициент концентрации при кручении по табл. 9 равен $K_\tau = 1,6$. Тогда коэффициент концентрации при кручении в сечении будет равен $K_{\omega} = \left(\frac{1,6}{0,7} + 1,25 - 1 \right) / 1 = 2,54$ и $\psi_\tau = 0,5\psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,27 = 0,135$.

Запас прочности по касательным напряжениям будет равен

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\omega} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{320}{2,54 \cdot 8,05 + 0,135 \cdot 32,21} = 12,92.$$

Общий запас усталостной прочности для данного варианта нагружения будет равен

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{3,0 \cdot 12,92}{\sqrt{3,0^2 + 12,92^2}} = 2,92.$$

Таким образом, запас усталостной прочности в рассматриваемом сечении достаточен.

Определяем запас прочности по пределу выносливости в сечении 2, проходящем по зубьям шестерни, выполненной заодно с валом. Размеры сечения определяются параметрами шестерни:

$$m = 3 \text{ мм}; \quad z = 30; \quad \beta = 8^\circ 30' 07''.$$

При нарезании без смещения получим:

$$\text{- диаметр делительной окружности } d = d_w = \frac{mz}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 30}{\cos 8^\circ 30' 07''} = 91,0 \text{ мм};$$

$$\text{- диаметр окружности вершин зубьев } d_a = d + 2m = 91,0 + 2 \cdot 3 = 97,0 \text{ мм};$$

$$\text{- диаметр окружности впадин зубьев } d_f = d - 2 \cdot 1,25m = 91,0 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3 = 83,5 \text{ мм}.$$

Диаметр расточки вала в сечении из условия обеспечения жесткости зубчатого венца принят равным $d_0 = 60 \text{ мм}$. Тогда коэффициент пустотелости вала в сечении равен

$$\beta = d_0 / d_f = 60 / 83,5 = 0,7186.$$

Рассмотрим также два варианта нагружения:

- сечение нагружено изгибающим моментом $M = 725002 \text{ Н} \cdot \text{мм}$, крутящим моментом $T = 400000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ и растягивающим усилием $F = 1314,2 \text{ Н}$;

- сечение нагружено только изгибающим моментом $M = 741126 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

В первом случае расчет проводим по напряжениям во впадинах зубьев. При этом площадь сечения будет равна

$$A \approx \frac{\pi d_f^2}{4} (1 - \beta^2) + 1,125 \pi m^2 = \frac{\pi \cdot 83,5^2}{4} (1 - 0,7186^2) + 1,125 \pi \cdot 30 \cdot 3^2 = 3602,82 \text{ мм}^2.$$

Напряжения растяжения в сечении

$$\sigma_p = F \cdot K_\sigma / A = 1314,2 \cdot 1,35 / 3602,82 = 0,49 \text{ МПа}.$$

При проверке прочности по впадинам зубьев моменты сопротивления сечения будут равны:

$$W = \frac{\pi d_f^3}{32} (1 - \beta^4) + \frac{2,25 \pi m^2}{8 d_f} (d_a - 2,25m)^2 = \frac{\pi \cdot 83,5^3}{32} (1 - 0,7186^4) + \frac{2,25 \pi \cdot 30 \cdot 3^2}{8 \cdot 83,5} (97 - 2,25 \cdot 3)^2 = 65185,81 \text{ мм}^3;$$

$$W_\rho = 2W = 2 \cdot 65185,81 = 130371,62 \text{ мм}^3.$$

Напряжения при изгибе и кручении будут равны:

$$\sigma_u = \frac{M \cdot K_d}{W} = \frac{725002 \cdot 1,35}{65185,81} = 15,02 \text{ МПа};$$

$$\tau_k = \frac{T \cdot K_d}{W_p} = \frac{400000 \cdot 1,35}{130371,62} = 4,14 \text{ МПа}.$$

Эффективные коэффициенты концентрации принимаем, как и для эвольвентных шлицев, по табл. 9: $K_\sigma = 1,76$, $K_\tau = 1,60$. Масштабные факторы для $d_f = 83,5 \text{ мм}$ по табл. 12: $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,64$. Для шлифованной поверхности впадины $K_F = 1,0$, при термообработке – цементация по табл. 14 коэффициент упрочнения принимаем $K_V = 2,0$. Тогда

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + K_F - 1 \right) / K_V = \left(\frac{1,76}{0,64} + 1,0 - 1 \right) / 2,0 = 1,375;$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + K_F - 1 \right) / K_V = \left(\frac{1,60}{0,64} + 1,0 - 1 \right) / 2,0 = 1,25.$$

Принимаем также: $\sigma_a = \sigma_u = 15,02 \text{ МПа}$, $\sigma_m = \sigma_p = 0,49 \text{ МПа}$, $\tau_a = \alpha \tau_k = 0,25 \cdot 4,14 = 1,035 \text{ МПа}$ и $\tau_m = \tau_k = 4,14 \text{ МПа}$.

Тогда запасы прочности в сечении будут равны:

$$S_\sigma = \frac{630}{1,375 \cdot 15,02 + 0,27 \cdot 0,49} = 30,15;$$

$$S_\tau = \frac{320}{1,25 \cdot 1,035 + 0,135 \cdot 4,14} = 172,7;$$

$$S = \frac{30,15 \cdot 172,7}{\sqrt{30,15^2 + 172,7^2}} = 29,7.$$

При втором варианте нагружения проверку прочности выполняем по нормальным напряжениям изгиба по вершинам зубьев.

В этом случае

$$W = \frac{\pi d_f^4}{32 d_a} (1 - \beta^4) + \frac{2,25 \pi z m^2}{8 d_a} (d_a - 2,25 m)^2 =$$

$$= \frac{\pi \cdot 83,5^4}{32 \cdot 97} (1 - 0,7186^4) + \frac{2,25 \pi \cdot 30 \cdot 3^2}{8 \cdot 97} (97 - 2,25 \cdot 3)^2 = 56113,55 \text{ мм}^3.$$

Напряжения изгиба будут равны

$$\sigma_u = M / W = 741126 / 56113,55 = 13,21 \text{ МПа}.$$

Принимаем $\sigma_a = \sigma_u = 13,21 \text{ МПа}$ и $\sigma_m = 0$, тогда запас усталостной прочности будет равен

$$S = S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a} = \frac{630}{1,375 \cdot 13,21} = 34,7.$$

Таким образом, в рассматриваемом сечении большие запасы прочности, но изменения размеров делать нецелесообразно, чтобы не уменьшать характеристики жесткости зубчатого венца.

Проверяем запас прочности по пределу выносливости в сечении 3, где концентратором напряжений является галтель.

Наружный диаметр сечения принимаем равным $d = 45 \text{ мм}$, внутренний диаметр расточки вала $d_0 = 32 \text{ мм}$. Радиус галтели назначаем по табл. ПЗ. Для разности диаметров $D - d = d_f - d = 83,5 - 45 = 38,5 \text{ мм}$ рекомендуется $R = 12 \text{ мм}$.

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений в галтели находим по табл. 5:

$$h = \frac{d_f - d}{2} = \frac{83,5 - 45}{2} = 19,25 \text{ мм}; \frac{h}{R} = \frac{19,25}{12} = 1,6; \frac{R}{d} = \frac{12}{45} = 0,267; K_\sigma = 1,89.$$

Масштабный фактор при изгибе для вала $d = 45$ мм – по табл. 12: $\varepsilon_\sigma = 0,73$.

Коэффициент качества поверхности при чистовой обработке, согласно табл. 13, принимаем $K_F = 1,25$. При отсутствии упрочнения поверхности $K_V = 1,0$.

Тогда коэффициент концентрации в галтели вала при изгибе будет равен

$$K_{\sigma d} = \left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + K_F - 1 \right) / K_V = \left(\frac{1,89}{0,73} + 1,25 - 1 \right) / 1,0 = 2,84.$$

В сечении действует изгибающий момент (рис. 27, в), равный

$$M = \sqrt{M_e^2 + M_z^2} = \sqrt{480900^2 + 155167,5^2} = 505313,53 \text{ МПа}.$$

Момент сопротивления сечения при изгибе при $\beta = 32/45 = 0,7111$:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} (1 - \beta^4) = \frac{\pi \cdot 45^3}{32} (1 - 0,7111^4) = 6658,54 \text{ мм}^3.$$

Напряжения изгиба в сечении

$$\sigma_u = M \cdot K_{\sigma d} / W = 505313,53 \cdot 1,35 / 6658,54 = 102,45 \text{ МПа}.$$

Принимаем $\sigma_a = \sigma_u = 102,45 \text{ МПа}$ и $\sigma_m = 0$. Тогда запас прочности

$$S = S_\sigma = \frac{630}{2,84 \cdot 102,45} = 2,16.$$

Запас прочности находится на уровне допустимого.

Повысить запас усталостной прочности можно:

- 1) увеличением номинального размера диаметра вала в данном сечении;
- 2) увеличением радиуса галтели;
- 3) поверхностным упрочнением с помощью дробеструйного наклепа.

При использовании дробеструйного наклепа поверхности коэффициент упрочнения по табл. 14 будет не менее $K_V = 1,5$. Тогда коэффициент концентрации напряжений уменьшается до $K_{\sigma d} = 1,89$ и запас прочности увеличивается до $S = 3,24$.

Итак, все опасные сечения вала проверены. Максимальный запас усталостной прочности $S = 2,74$ имеет место в сечении 1. В этом сечении можно ввести упрочнение обдувкой дробью и тогда запас усталостной прочности будет $S = 4,11$.

За счет введения упрочняющей технологии обработки в местах с концентрацией напряжений появляется возможность облегчить вал. Это можно сделать за счет утонения стенки вала при условии проверки характеристик жесткости.

Список рекомендуемой литературы

1. Анурьев, В.И. Справочник конструктора машиностроителя/ В.И. Анурьев. В 3-х т. Т.1. – М.: Машиностроение, 2006.
2. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка// Энциклопедия. Т.IV-1/ Д.Н.Решетов, А.П.Гусенков, Ю.Н.Дроздов [и др.]; под общ. ред. Д.Н.Решетова. - М.: Машиностроение, 1995.
3. Коросташевский, Р. В. Авиационные подшипники/ Р.В. Коросташевский, А.М. Зайцев. - М.: Оборонгиз, 1963.
4. Методические указания по расчету и конструированию валов авиационных механизмов/Авт.-сост.: Джамай В.В., Кордюкова Л.Н. – М.: МАИ, 1987.
5. Основы расчета и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов: учеб. пособие для втузов / Н.А. Алексеева, Л.А. Бонч-Осмоловский, В.В. Волгин [и др.]; под ред. В.Н. Кестельмана, Г.И. Рощина. – М.: Машиностроение, 1989.
6. Расчет валов и осей на прочность и жесткость: метод. указания/Сост. А.Г. Керженков, М.И. Курушин; Куйбышев. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1990. – 30 с.
7. Расчет на прочность деталей машин: справочник/ И.А.Биргер, Б.Ф.Шорр, Г.Б.Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979.
8. Расчет подшипников качения на ЭВМ: метод. указания/ сост. Е.П.Жильников, Б.М. Силаев, С.И.Шубин; Куйбышев. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1989.
9. Расчет соединения вал – ступица на ЭВМ: метод.указания/ сост. Е.П.Жильников, С.И.Шубин; Куйб. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1990.
10. Решетов, Д. Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд. - М.: Машиностроение , 1989.
11. Валы и оси. Конструирование и расчет/ С.В. Серенсен [и др.]. - М.: Машиностроение, 1970.
12. Скубачевский, Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей/ Г.С. Скубачевский. Изд. 4-е. - М.: Машиностроение , 1974.
13. Силаев, Б.М. Расчет и конструирование деталей авиационных механических передач: учеб. - справочное пособие/ Б.М. Силаев; Самар. гос. аэрокосм. ун-т. - Самара, 2001.
14. Циприн, А.М. Оси, валы и опоры качения: пособие по расчету на прочность/ А.М. Циприн, М.И. Курушин, Е.П. Жильников; Куйбышев. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1976.
15. Черменский, О.Н. Подшипники качения: справочник – каталог/ О.Н. Черменский, Н.Н. Федотов. – М.: Машиностроение, 2003.

Нормальные линейные размеры в машиностроении
(диаметры, длины и т.п.) по ГОСТ 6636 – 69

Ряды			Ряды			Ряды		
Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 5	Ra 10	Ra 20
10	10	10	25	25	25	63	63	63
		11			28			71
	12	12		32	32		80	80
		14			36			90
16	16	16	40	40	40	100	100	100
		18			45			110
	20	20		50	50		125	125
		22			56			140

При выборе размеров следует предпочитать ряды с более крупной градацией (ряд Ra 5 предпочтительнее ряда Ra 10 и т.д.).

Таблица П2

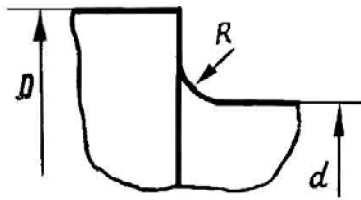
Радиусы закруглений и скосы для деталей при неподвижном соединении, (мм)

The diagram shows a shaft of diameter d inserted into a hub of diameter D . The fillet radius on the shaft is labeled r , and the chamfer height on the hub is labeled c . The chamfer angle is indicated by a dashed line.

Диаметр вала, d	Св.10 до15	Св.15 до30	Св.30 до 45	Св.45 до70	Св.70 до 100	Св.100 до 150	Св.150 до 200
r	0,5	1	1	1,5	2	2,5	3
c	1	1,5	2	2,5	3	4	5

Таблица П3

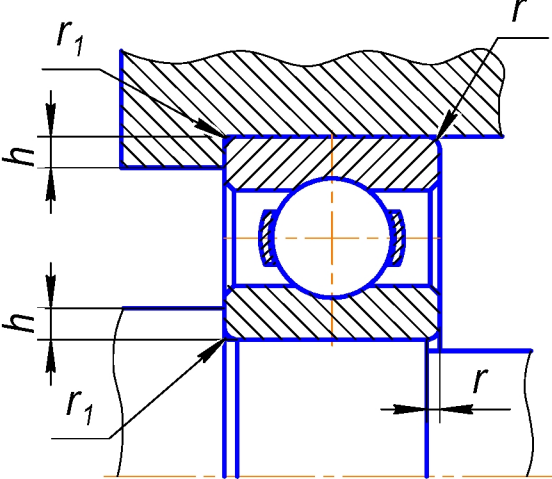
Радиусы закруглений для свободных поверхностей круглых деталей, мм



$D-d$	2	5	8	10	15	20	25	30	35	40
r	1	2	3	4	5	8	10	12	12	16

Таблица П4

Размеры запечиков и галтелей на валу для шариковых и роликовых подшипников



r	r_1	h		
		для серий диаметров подшипников		
		0	1, 2, 3	4
0,5	0,3	0,9	1,3	-
0,8	0,5	1,3	1,8	-
1,0	0,6	1,6	2,1	-
1,2	0,8	1,9	2,4	-
1,8	1,0	2,3	2,8	-
2,0	1,0	3,0	3,5	4,5
2,5	1,5	3,7	4,5	5,5
3,0	2,0	4,5	5,5	6,5
3,5	2,0	5,1	6,0	7,0
4,0	2,5	5,8	7,0	8,0
5,0	3,0	7,3	8,5	10,0
6,0	4,0	8,5	10,0	12,0
8,0	5,0	11,5	13,0	15,0
10,0	6,0	14,0	16,0	19,0
12,0	8,0	17,0	20,0	23,0

Учебное издание

Балякин Валерий Борисович
Жильников Евгений Петрович

**РАСЧЁТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ВАЛОВ, ОСЕЙ И ОПОР КАЧЕНИЯ
АВИАЦИОННЫХ РЕДУКТОРОВ**

Учебное пособие

Технический редактор А. Н. Т и х о н о в
Редакторская обработка Н. С. К у п р и я н о в а
Корректорская обработка Л. Я. Ч е г о д а е в а
Доверстка Т. К. К р е т и н и н а

Подписано в печать 9.10.07. Формат 60x84/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Печ. л. 7,5.

Тираж 120 экз. Заказ . ИП-6/2007.

Самарский государственный
аэрокосмический университет.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

