

12. Валы и оси

12.1. Назначение

Валы и оси предназначены для поддержания деталей, вращающихся вокруг их геометрических осей. Валы, кроме того, передают вращающий момент, а оси нет.

12.2. Классификация валов и осей

12.2.1. По форме геометрической оси различают валы и оси:

- прямые;
- коленчатые;
- гибкие.

Примечания: - оси чаще всего прямые;

- гибкие валы только передают вращающий момент.

12.2.2. По форме наружной поверхности валы и оси могут быть:

- гладкие;
- ступенчатые.

12.2.3. По форме поперечного сечения:

- сплошные;
- полые.

12.2.4. По степени подвижности:

- валы всегда вращаются;
- оси могут быть подвижные и неподвижные.

- валы передач: ведущий, ведомый, промежуточные;

- коренные и специальные валы, которые, кроме деталей передач, несут ещё рабочие органы машин или орудий, маховики, кривошипы, зажимные патроны и т.п.

12.3. Элементы конструкций валов и осей (рис.12.1)

12.3.1. Участки вала, лежащие в опорах, называются цапфы.

Поскольку элементы конструкций у валов и осей одинаковы, здесь и в дальнейшем изложении, обозначая принадлежность, сохраним слово валы.

Цапфы делятся на:

- шипы: цапфы на концах вала;
- шейки: цапфы в средней части вала;
- пяты: цапфы, предназначенные для передачи на корпус осевой нагрузки.

Пяты могут быть сплошные, кольцевые, а при большой нагрузке – гребёчатые (рис.12.2).

Опорами шипов и шеек служат подшипники, опорами пят – подпятники.

12.3.2. Посадочные поверхности: конические или цилиндрические поверхности, на которые насаживаются детали, поддерживаемые валом или осью. Могут иметь шпоночные пазы, шлицы или быть некруглой формы для

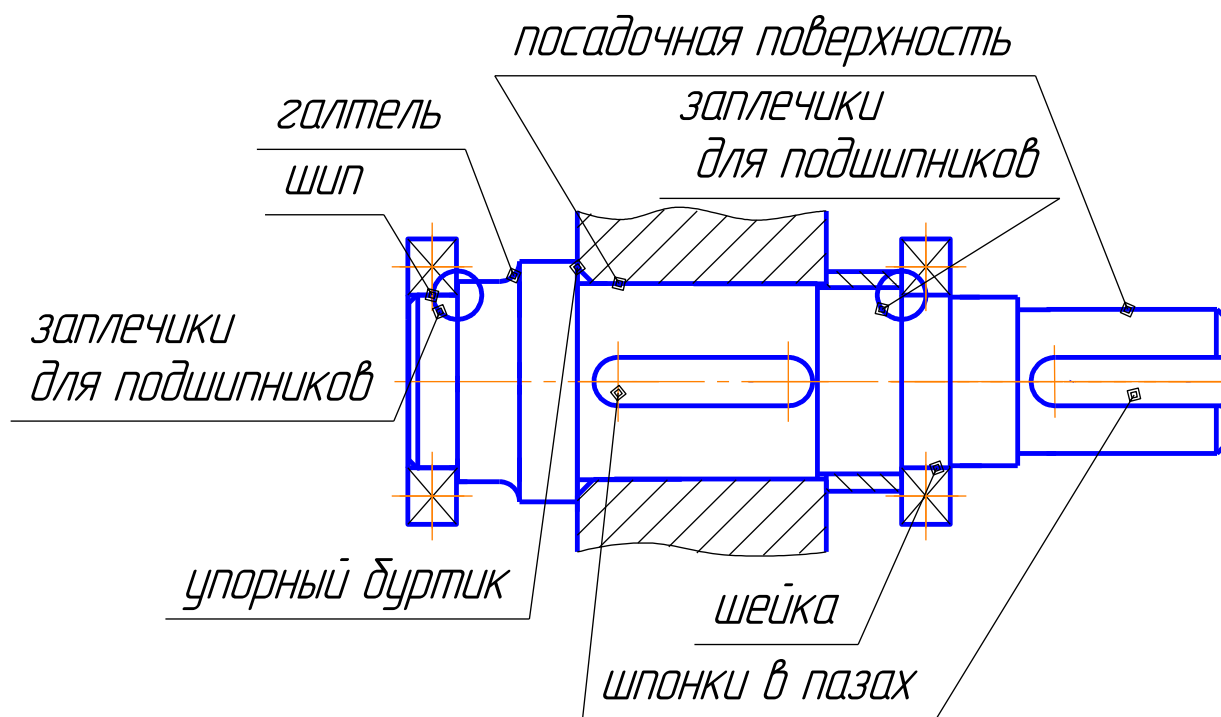


Рис.12.1. Элементы конструкции вала

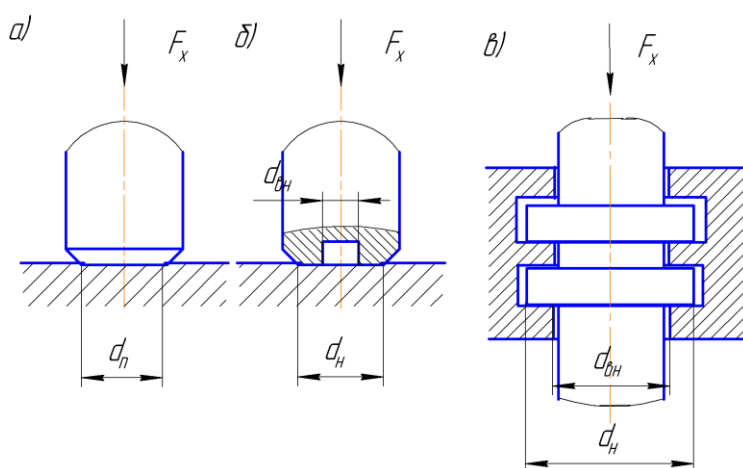


Рис.12.2. Пяты: а-сплошная, б- кольцевая, в- гребённая

производить разборку без удаления шпонки из вала. Перепад диаметров должен быть минимальным.

Во всех случаях диаметры посадочных поверхностей округляются по стандарту (ГОСТ 6636 – 69 «Нормальные линейные размеры»).

Посадочные диаметры под подшипники всегда цилиндрические поверхности. Диаметр их принимается в соответствии с размером выбранного подшипника.

Для обеспечения необходимого качества сопряжения поддерживаемых деталей с валом, размеры посадочных поверхностей вала должны быть выполнены с точностью, соответствующей 6...7, реже 8, квалитетам. При этом применяются посадки с зазором, если необходимо обеспечить лёгкую смену деталей, когда допускается продольное перемещение деталей при регулиров-

передачи вращающего момента.

Если вал имеет несколько шпоночных канавок по длине, то их целесообразно размещать в одной плоскости и предусматривать для них по возможности одинаковую ширину паза, соблюдая условия прочности. Перепад диаметров ступеней вала при этом желательно делать таким, чтобы можно было

ке. Например, (в порядке уменьшения зазора) $\frac{H8}{e8}; \frac{H7}{e7}; \frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{h6}$. Если

ли неподвижность деталей обеспечивается шпонками, штифтами и т.п., а при ремонте необходимы сборки – разборки, то применяются переходные посадки.

Например, $\frac{H7}{js6}; \frac{H7}{k6}; \frac{H7}{n6}$. Если необходимо получить неподвижное со-

единение без дополнительного крепления деталей, то применяются посадки с

натягом. Например, (в порядке увеличения натяга) $\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}$.

12.3.3. Упорные буртики и заплечики вала

Упорные буртики и заплечики (см. рис.12.1) выполняются для осевой фиксации деталей.

Размеры буртика зависят от диаметра вала, размера фасок на насаживаемых деталях. Обычно высота буртика не более 5...10 мм. Ширина буртика выполняется максимально возможной. Узкие упорные буртики выполнять нецелесообразно: это приводит к увеличению диаметров заготовок и к переходу в стружку значительного количества металла.

Заплечики для установки подшипников должны быть такой высоты, чтобы торцы колец подшипников имели достаточную опорную поверхность и, в то же время, внутренние кольца подшипника должны выступать настолько, чтобы их можно было захватить съёмником и снять подшипник.

12.3.5. Переходные участки

Это участки между двумя ступенями разных диаметров вала.

Для обеспечения необходимой точности установки в осевом направлении насаживаемая деталь должна прижиматься к буртику или заплечику вала. Необходимо принять меры для того, чтобы скругление в месте перехода вала от одного диаметра к другому не было помехой этому. В связи с этим, в местах перехода выполняют канавки для выхода инструмента, например – шлифовального круга, резца и т.п. Размеры и форма канавок стандартизованы. Их несколько типов.

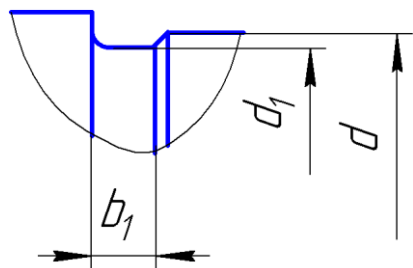


Рис.12.3. Вариант канавки

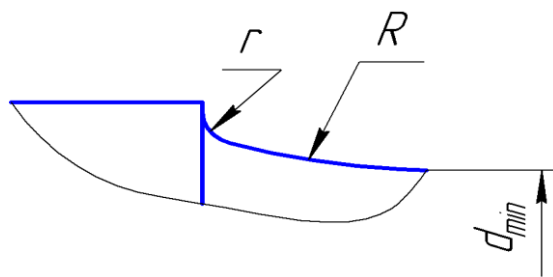
Например, если шлифуется только посадочный диаметр d (рис.12.3), канавка углублена только в диаметр вала. При этом

$$d_1 = d - (0.3...1) \text{ мм}; b_1 = 3...5 \text{ мм}.$$

Возможны и другие варианты.

Вообще всякие канавки, шпоночные пазы, шлицы и т.п. вызывают значительную концентрацию напряжений. Поэтому там, где без

них можно обойтись, выполняется галтельный переход, который может быть простой с галтелью постоянного радиуса (см. рис.12.1) или эллиптической формы с галтелью переменного радиуса (Рис.12.4). Галтели переменного ра-



диуса дают плавное сопряжение с минимальным из соединяемых диаметров, а значит и меньшую концентрацию напряжений.

Рис.12.4. Галтель переменного радиуса

12.3.6.Шероховатость поверхностей валов

Валы изготавливают точением на токарных станках, а в необходимых случаях шлифуют, полируют и т.п.

Посадочные поверхности под подшипники обычно шлифуются до шероховатости 7...8 классов ($R1.25...0.63$ мкм).

Для посадки зубчатых колёс чаще всего достаточно чистового точения, обеспечивающего 6 класс шероховатости ($R2.5$ мкм).

Поверхности под резиновые, пластмассовые и войлочные уплотнения шлифуют и полируют ($R0.63..0.32$).

Канавки, фаски, выточки и нерабочие поверхности выполняют по 4...5 классам шероховатости ($R40...20$ мкм).

12.4. Критерии работоспособности валов и осей

Валы и оси нагружаются силами, возникающими в передачах во время работы. Эти силы вызывают их поперечный изгиб. Так как валы при этом передают вращающие моменты, то кроме изгиба в их сечениях действуют ещё и напряжения кручения.

Изгибающие напряжения в поперечных сечениях валов и вращающихся осей имеют переменный характер, так как, даже при постоянной внешней нагрузке, каждые пол оборота меняют знак. Кроме того, внешние нагрузки сами чаще всего являются переменными величинами.

Если жесткость вала мала (а жесткость, как известно, зависит от диаметра вала), то прогиб вала может оказаться настолько большим, что нормальная работа передачи будет невозможной. При использовании длинных валов, углы поворота их опорных сечений могут быть столь велики, что работа подшипниковых узлов этих сечений может оказаться невозможной.

В тех случаях, когда частота изменения внешней нагрузки близка к собственной частоте вала с насаженными на него деталями, возникают резонансные явления. В результате этого резко возрастают амплитуды перемещений, напряжения в его сечениях и вал может выйти из строя.

Таким образом, основными критериями работоспособности валов являются статическая и усталостная прочность при изгибе с кручением, вращающихся осей – статическая и усталостная прочность при изгибе, неподвижных осей - статическая прочность при изгибе.

В ряде случаев определяющим критерием работоспособности является жесткость вала, а при большой частоте вращения – виброустойчивость.

12.5. Материалы валов и осей

Для изготовления валов и осей применяются среднеуглеродистые конструкционные стали нормализованные или улучшенные. В тех случаях, когда вал выполняется заодно с шестерней (называется вал-шестерня), используются те же стали, что и для изготовления шестерни. Если требуется высокая износостойкость, применяются цементируемые стали. В этом случае наибольшую износостойкость имеют хромированные валы. Для изготовления коленчатых валов часто используют высокопрочные и модифицированные чугуны.

Обычно в качестве заготовок для стальных валов диаметром до 150 мм применяют круглый прокат, а для валов большего диаметра – поковки.

12.6. Расчётные схемы валов и осей

При расчётах валов и осей они рассматриваются как статически определимые балки на двух опорах (в специальных случаях могут рассматриваться и многоопорные статически неопределимые системы). При этом в первом приближении можно принимать, что опоры расположены посередине ширины подшипника, а нагрузка со стороны насаженных на вал деталей передаётся на него посередине ступиц этих деталей. Силы трения в опорах и силы тяжести самих валов и насаженных на них деталей при расчётах на изгиб с кручением не учитывают.

12.7. Порядок расчёта и конструирования валов и осей

Существует несколько методик расчёта валов. В любом случае, в различной форме выполняются следующие действия.

12.7.1. Ориентировочный расчёт

Ориентировочный диаметр вала определяется по передаваемому вращающему моменту T

$$d' = \sqrt[3]{\frac{T}{0.2[\tau]}} \text{ , мм,}$$

где T – передаваемый вращающий момент в Нмм;

$$[\tau] = 12 \dots 30 \text{ , Н/мм}^2.$$

В этом случае используется заниженное допускаемое напряжение. Полное фактическое напряжение при работе вала на изгиб с кручением нельзя определить – неизвестны линейные размеры вала: расстояние между опорами, расстояние от опоры до места приложения нагрузки.

12.7.2. Ориентировочный подбор подшипников

Для того, чтобы ориентировочно подобрать подшипник необходимо определиться с двумя факторами: типом подшипника и его размером.

Тип подшипника определяется по соотношению возникающих при работе передач осевой F_x и радиальной $R = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$ нагрузок.

Если $\frac{F_x}{R} \leq 0.3$, то можно использовать шариковый радиальный подшипник.

Если $0.3 < \frac{F_x}{R} \leq 1.5$, то можно применить шариковый радиально-упорный подшипник.

Если $\frac{F_x}{R} > 1.5$, то применяется роликовый радиально-упорный подшипник.

Посадочный диаметр подшипника определяется по полученному в п.12.7.1 ориентировочному диаметру вала, который округляется в большую сторону до величины ближайшего посадочного размера подшипника. Желательно ориентировочно подбирать подшипники из средней серии. Для подбранного подшипника выписываются габаритные размеры.

12.7.3. Компоновка сборочной единицы

Компоновка сборочной единицы выполняется с целью получить необходимые для расчётов на изгиб линейные размеры валов.

Начинающим инженерам лучше всего выполнять её на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1.

В качестве примера рассмотрим выполнение компоновки для двухступенчатого цилиндрического редуктора (рис.12.5).

Сначала на компоновку наносятся межосевые расстояния, а затем - размеры деталей передач. Все эти величины известны из расчётов передач.

Расстояние между торцами колеса первой ступени и шестерни второй ступени принимаются $s_1 = 3 \dots 10$ мм, расстояния между торцами зубчатых колёс и внутренними стенками будущего редуктора принимается $s_2 = 10 \dots 15$ мм.

Прежде чем указывать на компоновке расположение подшипников редуктора, нужно решить вопрос о способе их смазки. Если частота вращения зубчатых колёс редуктора 80-100 оборотов в минуту и более, то это обеспечивает смазку подшипников масляным туманом, возникающим в редукторе при разбрызгивании смазки. В этом случае все подшипники размещают торцами по линии, соответствующей внутренней стенке редуктора. Если частота вращения меньше, рассчитывать на масляный туман не приходится, подшипники нужно смазывать консистентной смазкой. Чтобы она не вытекала из расточки под подшипник, на валах со стороны полости редуктора устанавливаются мазеудерживающие кольца, а подшипники заглубляются в расточку корпуса на толщину такого кольца (8...12 мм).

Размеры l_2 и l_9 принимаются $(2 \dots 4)d'$.

12.7.4. Проектный расчёт вала

Замерив расстояния между серединами подшипников и серединами ступиц деталей, насаженных на вал, получают линейные размеры валов, необхо-

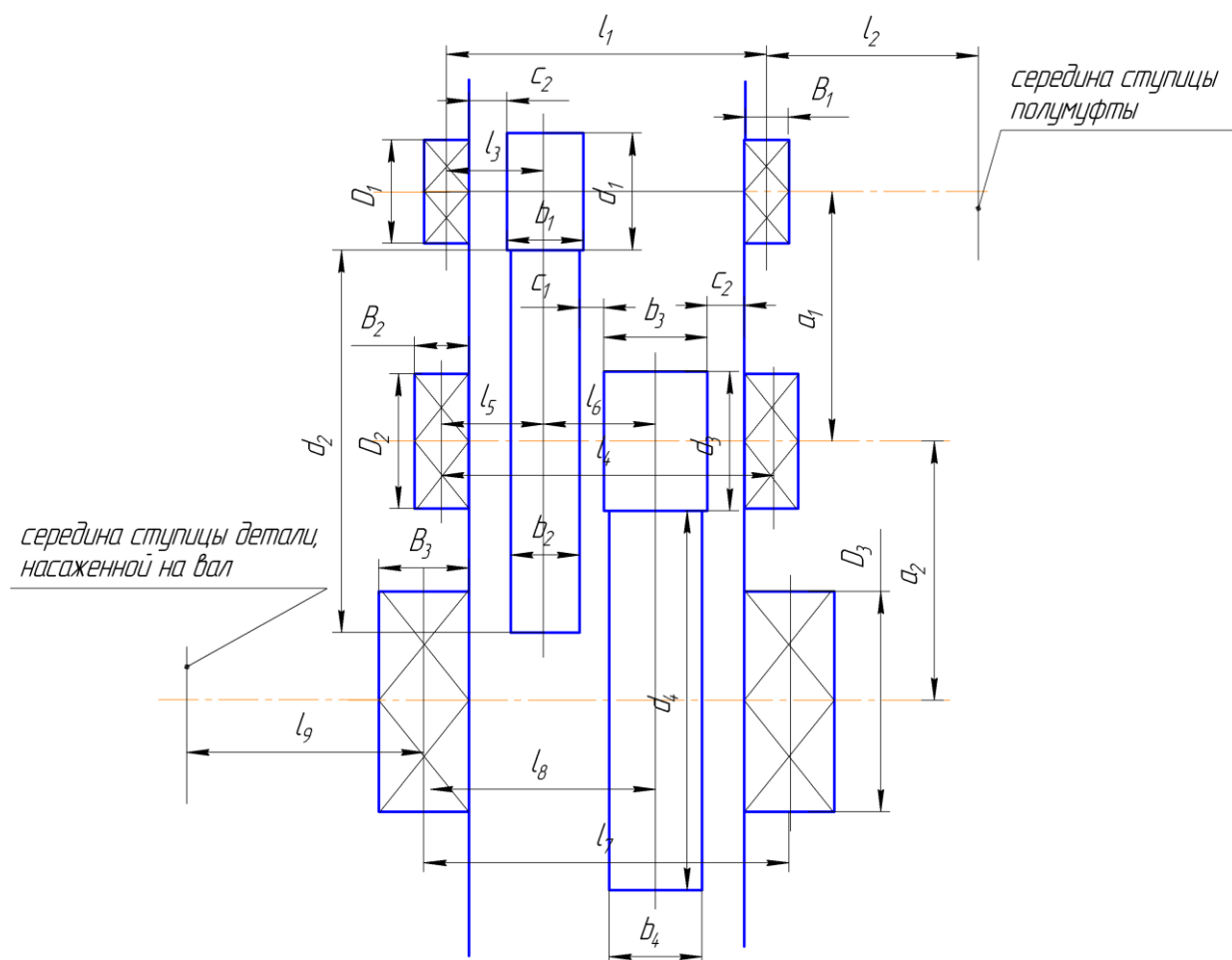


Рис.12.5. Компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора (смазка подшипников – масляным туманом)

димые для построения схем их нагружения (рис.12.6а): размеры l_1 , l_2 , l_3 - замерены на компоновке, передаваемый момент T и силы, действующие на шестерню F_{t1} , F_{x1} , F_{r1} - получены в расчётах передач.

По схемам нагружения строятся расчётные схемы (рис.12.6.б).

Силы приложены к валам не на осях вращения валов, а на расстоянии $0.5d_i$ от них, где d_i – начальный диаметр соответствующего зубчатого колеса. Поэтому их нужно по правилам теоретической механики перенести на оси вращения валов.

При переносе окружной силы F_t появляется момент сопротивления вращению $T = 0.5F_t d_i$, который уравнивается внешним моментом T . Это позволяет построить эпюру моментов скручивающих вал (рис.12.6.в).

Дальше удобно рассматривать нагружение вала по плоскостям. Выделяются силы или группы сил, изгибающие вал в горизонтальной плоскости (рис.12.6.г), и строится по правилам курса «Сопротивление материалов» эпюра моментов, изгибающих вал в этой плоскости (рис.12.6.д). Затем тоже самое проделывается для вертикальной плоскости (рис.12.6.е,ж).

Зная изгибающие моменты, действующие по плоскостям, можно определить суммарный изгибающий момент

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{\Gamma}^2 + M_{\text{В}}^2},$$

а затем приведенный момент

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + T^2},$$

по которому находят расчётный диаметр вала в соответствующем сечении

$$d' = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{пр}}}{0.1[\sigma]}}$$

Для валов из среднеуглеродистой стали допускаемое напряжение в таких расчётах принимают $[\sigma] = 60 \dots 95$ МПа.

При построении теоретического профиля вала заранее намечают характерные сечения, в которых будет определяться диаметр: например, с1, с2, с3, с4, с5 на рисунке 12.6.б. Диаметры валов, полученные в этих сечениях, наносятся на рисунок и полученные точки соединяются. Таким образом получается теоретический профиль вала (рис. 12.6.и).

Обратите внимание, вследствие скачка на эпюре моментов изгибающих вал в горизонтальной плоскости, одно и то же сечение имеет два номера (с2 и с3) так как, если двигаться по эпюре слева величина момента $M(c2)$, а если справа – $M(c3)$ (см. рис. 12.6.д.). Соответственно в этом месте будут разные суммарные и приведённые моменты, а на теоретическом профиле – два диаметра вала (d_{c2} и d_{c3} на рис. 12.6.и).

12.7.5. Конструирование вала

Основой для конструирования вала служат компоновка узла и теоретический профиль вала. Компоновка узла – потому, что на неё в масштабе 1:1 нанесены все детали, которые должен поддерживать данный вал и подшипники, на которые он будет опираться. А теоретический профиль даёт ориентировку по прочности вала: делать вал в данном сечении диаметром меньше, чем диаметр теоретического профиля в этом сечении, нельзя.

Совместим эти две основы: нанесём теоретический профиль вала на компоновку (рис. 12.7)

Подшипники ориентировочно были подобраны раньше, до составления компоновки.

Ступенчатая форма вала предпочтительна, так как упрощается сборка соединений, предотвращаются повреждения участков с поверхностями повышенной чистоты обработки, форма вала приближается к брусу равного сопротивления. Расчётные диаметры посадочных мест, в которых должна быть посадка с натягом, шпоночное или шлицевое соединения, должны быть увеличены на 5-10%, чтобы учесть ослабление этими факторами. Принятые размеры рекомендуется уточнять по ГОСТ 6636-69.

Чтобы исключить осевые зазоры длину посадочного участка вала следует принимать несколько меньше (на 0.5...1.5 мм) длины ступицы насаживаемой детали. Для удобства монтажа участок вала под посадку с натягом должен иметь на входе фаску или скос. При применении шлицевых или резьбовых участков на валу нужно предусматривать канавки для выхода инстру-

мента. Для решения вопроса об изготовлении вала-шестерни или насадной шестерни нужно определить размер ϵ (рис.12.8). Если выполняется неравен -

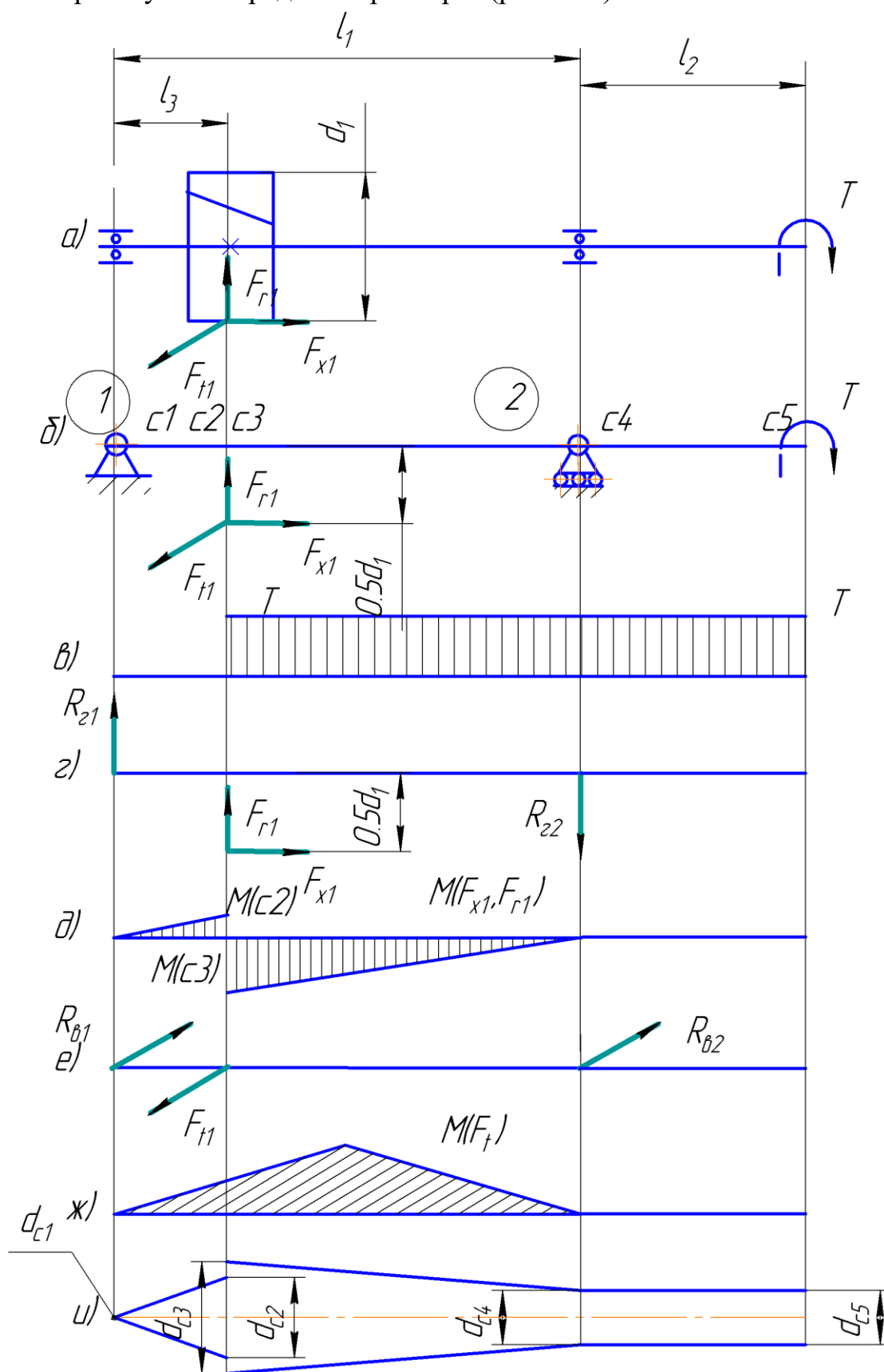


Рис.12.6. Эпюры вращающего и изгибающих моментов и теоретический профиль ведущего вала редуктора

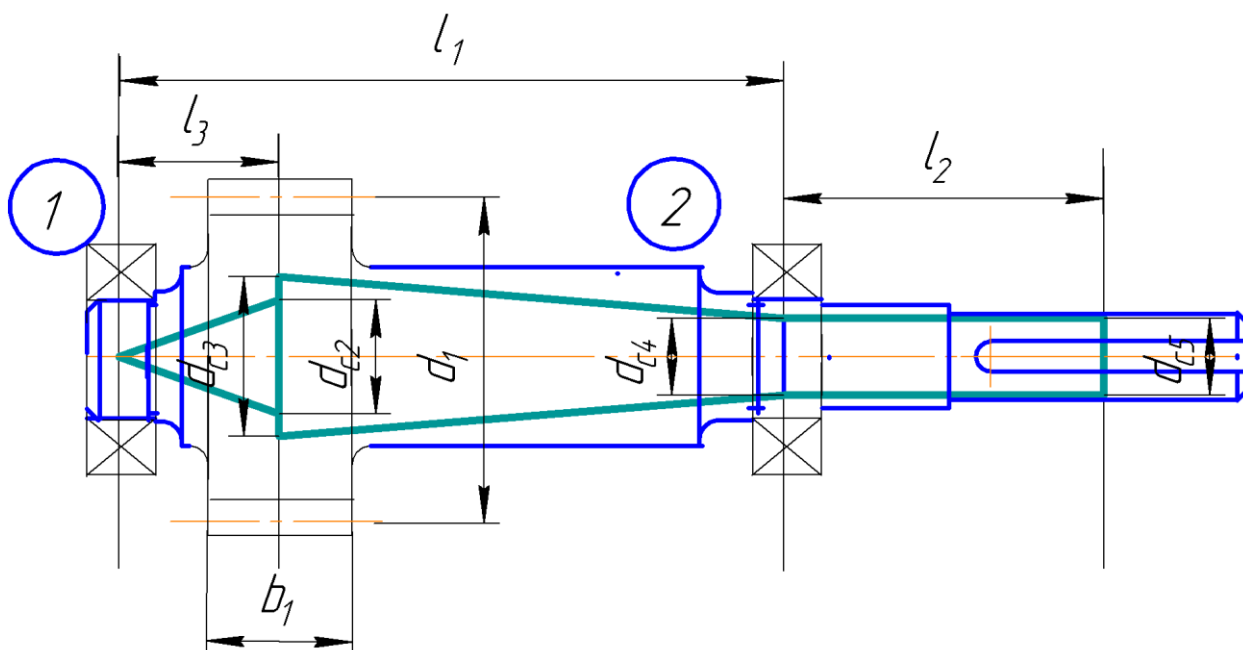


Рис.12.7. Конструирование вала

ство $e > 2.5m$, то шестерню можно проектировать насадной.

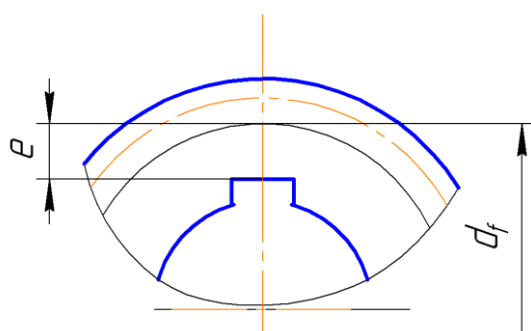


Рис.12.8. Размер e

Если шестерня выполняется заодно с валом, то материал и термическая обработка вала выбираются по условиям прочности зубьев шестерни. Форма выходного конца вала может быть конической или цилиндрической. Конический конец вала выполнять сложнее, но такие соединения обладают большей нагрузочной способностью, их легче собирать и разбирать. Для таких соединений необходимо создавать осевое усилие. Обычно его получают, затягивая гайку. Для этого на конце хвостовика вала предусматривают крепёжную резьбу.

Нужно помнить, что окончательно конструкция вала будет принята после проверки работоспособности подшипников и шпонок, прочерчивания сборочной единицы, проверки вала, в случае необходимости, по другим критериям работоспособности.

12.8. Проверка вала на усталостную прочность

Расчёт на усталость выполняется после того, как сконструирован вал, если в рассматриваемом сечении окажется

$$\sigma_d \geq \frac{\varepsilon \sigma_{-1}}{K_\sigma S_{-1}},$$

где

- ε – масштабный коэффициент, который уменьшается (чаще всего по

параболическому закону) с увеличением диаметра вала от 1 при $d = 20\text{мм}$, до 0.6 при $d = 150\text{мм}$, так как механические характеристики материала снижаются с увеличением размеров деталей;

$$\sigma_d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{пр}}}{0.1d^3}} - \text{действующее напряжение в рассматриваемом сечении};$$

нии;

- σ_{-1} – предел выносливости материала;

- K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений, зависит от вида концентратора в рассматриваемом сечении (даже если это просто царапина на поверхности вала) определяется по соответствующим таблицам;

- $S_{-1} = 1.5 \dots 2.5$ – коэффициент запаса прочности по пределу выносливости.

Если это неравенство выполняется, то определяется общий коэффициент запаса прочности

$$S_{-1} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{S_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{S_\tau}\right)^2}} \geq [S_{-1}],$$

где S_σ и S_τ – коэффициенты запаса прочности по изгибу и по кру-

$$\text{нию} \quad S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}{\beta \epsilon}}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a + \psi_\tau \tau_m}{\beta \epsilon}},$$

где $\beta = 1.1 \dots 1.3$ – коэффициент упрочнения; вводится в тех случаях, когда вал подвергается упрочняющей обработке (обкатка роликом, обдувка дробью, термическая или химико-термическая обработка и т.п.), если нет упрочнения, то $\beta = 1$;

ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла: чем качественнее сталь, тем выше для неё значения этих коэффициентов; принимаются по таблицам, обычно $\psi_\sigma = 0.15 \dots 0.25$, а $\psi_\tau = 0.05 \dots 0.15$;

σ_a и τ_a , σ_m и τ_m – амплитудные и средние значения напряжений, действующих в рассматриваемом сечении вала; при их определении принимается, что изгибающие моменты изменяются по симметричному, а крутящие по пульсирующему (отнулевому) циклам, если нет других указаний;

$\sigma_{-1} \approx (0.4 \dots 0.5) \sigma_{\text{вр}}$ и $\tau_{-1} \approx (0.5 \dots 0.6) \sigma_{-1}$ – пределы выносливости материала вала.

Если в исследуемом сечении запас прочности окажется меньше допустимого, то необходимо пересмотреть конструкцию вала, принять меры к снижению концентрации напряжений, применить упрочняющую обработку и т.п.

12.9. Расчёт валов и осей на жесткость

Расчёты на жесткость производятся в тех случаях, когда деформации валов и осей могут нарушить нормальную работу поддерживаемых ими деталей. Они выполняются по нормам и правилам курса «Сопротивление материалов» и заключаются в определении прогибов, углов поворота, углов закручивания валов. Допускаемые величины деформаций определяются условиями нормальной работы передач, подшипников и т.п. В общем машиностроении приняты такие осреднённые нормативы:

- наибольший прогиб не должен превышать 0.0001...0.0005 пролёта вала;
- прогиб в местах расположения зубчатых колёс не должен превышать 0.01...0.02 мм для этих колёс;
- угол наклона вала под зубчатыми колёсами не должен превышать 0.001...0.002 радиана;
- угол наклона вала на опорах качения не должен превышать для роликоподшипников 0.0016...0.0025 радиана, а для шариковых – 0.005 радиана;
- наибольший угол наклона вала в подшипнике скольжения 0.001 радиана;
- допускаемый угол закручивания трансмиссионных валов не более 0.25...0.35 градуса на один метр длины вала.

12.10. Расчёт валов на колебания

Основная задача расчёта – предупреждение резонанса, когда собственная частота колебаний вала совпадает с частотой внешней нагрузки. Возможны поперечные колебания от изгибающей нагрузки и крутильные (угловые) колебания.

Собственные частоты вала с насаженными на него деталями ω_c определяются по нормативам и формулам теории колебаний.

Критическая частота вращения, при которой наступает резонанс

$$n_{кр} = 60\omega_c \text{ мин}^{-1}.$$

Зона от $0.7 n_{кр}$ до $1.3 n_{кр}$ называется критической. При длительной работе в этой зоне поломка вала неизбежна. Обычно валы работают в докритической зоне, при больших скоростях – в закритической. Переход через критическую зону осуществляется с применением специальных гасителей колебаний или гибких валов.

Контрольные вопросы

12.1. Назначение и классификация валов и осей.

- 12.2. Элементы конструкций валов и осей.
- 12.3. Критерии работоспособности валов и осей.
- 12.4. Порядок расчёта и конструирования валов и осей.
- 12.5. Зачем нужна компоновка сборочной единицы?
- 12.6. Почему выделяются ориентировочный и проектный расчёты?
- 12.7. Что является целью расчёта вала?
- 12.8. Почему валы рассчитывают на сопротивление усталости даже при постоянной внешней нагрузке.
- 12.9. Зачем нужна проверка жесткости вала и что при этом определяют?
- 12.10. Зачем и в каких случаях выполняют расчёт вала на колебания?