

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ И ПИЩЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**



Кафедра деталей машин
и основ

инженерного проектирования

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ В РЕДУКТОРАХ

Методические указания
к курсовому проекту для студентов
всех специальностей всех форм обучения

Санкт-Петербург 2006

УДК 621.81

.....Глухих В.Н., Хрусталева И.В., Шляховецкий Д.В. Расчет и проектирование валов в редукторах. Метод. указания к курсовому проекту для студентов всех специальностей всех форм обучения. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2006. – 58 с.

Приведена методика расчета и проектирования валов в редукторах. Даны примеры расчета и необходимые справочные сведения.

Рецензент

Доктор техн. наук, проф. В.И. Пекарев

Рекомендованы к изданию редакционно-издательским советом уни-верситета

© Санкт-Петербургский государственный
университет низкотемпературных
и пищевых технологий, 2006

ВВЕДЕНИЕ

Валы в редукторе, как и в любом другом механизме или машине, принадлежат к числу наиболее ответственных деталей, выход из строя которых обычно представляет собой серьезную аварию привода.

Валы – это вращающиеся детали, предназначенные для передачи крутящих моментов вдоль своих геометрических осей, поддержания деталей (шкивов, зубчатых колес, полумуфт, звездочек, барабанов) и рабочих органов (пил, фрез, сверл, шлифовальных кругов и др.).

Валы в процессе работы испытывают деформацию изгиба и кручения, а в некоторых случаях – растяжение или сжатие (вертикальные валы). Валы, не предназначенные для поддержания деталей, работают только на кручение (например, карданные, телескопические).

Оси – это детали, предназначенные только для поддержания вращения деталей. В отличие от вала ось крутящего момента не передает. Оси могут быть подвижными (вращающимися) и неподвижными (не вращающимися).

По конструкционным признакам валы и оси бывают гладкими, ступенчатыми, а также в виде вала-шестерни или вала-червяка. По типу сечения оси и валы могут быть сплошными (чаще всего круглыми), полыми и комбинированными.

Для расчетов валов и осей необходимо знать размеры их участков по длине, действующие силы и крутящие моменты, а также допускаемые напряжения материала. Длины участков устанавливают на первой стадии эскизной компоновки редуктора. Усилия определяют на стадии расчета передач. Материал и допускаемые напряжения принимают по справочным таблицам.

Расчет и конструирование вала является началом второго этапа эскизного проектирования редуктора. Сначала выполняют предварительный расчет валов, затем их конструктивную разработку, после этого – проверяют расчет.

В данных методических указаниях приведена методика расчета валов с примерами. В приложении помещены необходимые справочные таблицы.

1. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ВАЛОВ

Основными критериями работоспособности валов являются их прочность и жесткость.

Под прочностью понимают способность валов сопротивляться действию постоянных или переменных по величине и направлению нагрузок без разрушения. Прочность валов может оцениваться различными способами:

- сравнением фактических напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ с допускаемым $[\sigma]$, $\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma]$;

- сравнением фактического запаса прочности n с допускаемым $[n]$, $n \geq [n]$;

- по вероятности неразрушения P : %.

Для их реализации необходимо определить наибольшее напряжение в опасной точке детали, при этом нужно знать предельное напряжение для материала детали.

В предварительном расчете, связанном с определением размеров наиболее напряженных сечений, сопоставляют наибольшее напряжение с допускаемым. По результатам этих расчетов конструируют деталь и уже после этого проверяют запас прочности с учетом геометрии детали (концентраторов напряжений), материала и технологии ее изготовления.

Валы и оси, рассчитанные по критерию прочности, не всегда обеспечивают нормальную работу машин из-за недостаточной жесткости деталей. При действии нагрузок в валах и осях появляются деформации изгиба (прогибы, углы поворота сечений). В валах кроме этих деформаций появляется угол закручивания от крутящего момента.

Сконструированный по результатам расчета вал проверяют на жесткость по линейным деформациям при изгибе $y \leq [y]$, по угловым деформациям при изгибе $\theta \leq [\theta]$ и кручении $\varphi \leq [\varphi]$, по вероятности неразрушения.

Расчетные значения деформаций (перемещений) определяют методами сопротивления материалов, а допускаемые приняты на основе опыта проектирования и эксплуатации подобных деталей и содержатся в справочной литературе.

Большие перемещения сечений валов и осей при изгибе могут вызвать заклинивание подшипников. Изгибная и крутильная

жесткости валов существенно влияют на частотные характеристики при появлении изгибных и крутильных колебаний. При возникновении колебаний напряжения в валах существенно возрастают и будут определяться не внешней нагрузкой, а силами инерции колеблющихся масс. Большую опасность для конструкции будет представлять резонанс напряжений и перемещений. Избежать наступления резонанса можно путем изменения частоты собственных колебаний (реже за счет изменения частоты вынужденных колебаний). Одна из основных задач расчета вала на колебания (вибрацию) состоит в определении частоты собственных колебаний и установлении допустимого диапазона частоты его вращения в рабочих режимах. Устойчивая работа вала обеспечивается, если $n \leq 0,7n_{кр}$ – в докритической области частот, и $n \geq 1,3n_{кр}$ – в закритической области.

2. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ВАЛОВ

Для изготовления валов используют углеродистые стали марок 20, 30, 40, 45, 50, легированные стали марок 20Х, 40Х, 40ХН, 18Х2Н4А, 40ХН2МА и др., высокопрочные модифицированные чугуны, титановые сплавы ВТ3-1, ВТ-6, ВТ-9. Характеристики некоторых материалов приведены в прил., табл. 1.

Выбор материала, вида и режима термической или термохимической обработки определяется конструкцией вала и опор, условия-ми эксплуатации. Так, например, быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, требуют высокой твердости цапф, поэтому такие валы изготавливают из цементируемых сталей 12Х2Н4А, 18ХГТ или азотируемых сталей 38Х2МЮА и др. Валы-шестерни по этой причине изготавливают из цементируемых сталей 12ХН3А, 12Х2Н4А и др. Валы под насадные зубчатые колеса редукторов выполняют из улучшенной стали 45 (255-285НВ) и 40Х (269-302НВ), участки валов, контактирующие с уплотнительными манжетами, должны иметь твердость поверхности не менее 30HRC. Длинные полые валы иногда изготавливают (намоткой) из композиционных материалов. Для ответственных тяжелонагруженных валов применяют легированные стали 40ХНМА, 25ХГТ и др. Для неответственных малонагруженных валов используют углеродистые стали без

термообработки. В приборостроении применяют сплавы цветных металлов.

Валы без термообработки изготавливают из сталей 35, 40, Ст5, Ст6, 40Х, 40ХН, 30ХНЗА; с термообработкой – из сталей 45, 50.

3. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Расчет валов на изгиб и кручение без предварительного компоновочного эскизного чертежа редуктора не представляется возможным. Эскизную компоновку редуктора делают сразу же после окончания расчета передач. Эскизный чертеж следует выполнять в карандаше на миллиметровой бумаге формата А1 в масштабе 1:1 или, в крайнем случае, 1:2. Чертеж обычно вычерчивают в одной или двух про-екциях, которые дают наиболее полное представление о внутреннем и внешнем конструктивном устройстве проектируемого объекта. Редукторы горизонтального типа с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами выполняют на эскизе в одной проекции в плане с открытой крышкой корпуса. Разрез у таких редукторов производят в горизонтальной осевой плоскости, проходящей через передачи и подшипниковые узлы.

Редукторы вертикального типа изображают в разрезе в вертикальной осевой плоскости.

Червячные редукторы требуют для более полного изображения не менее двух проекций с показом в разрезе передач и подшипниковых узлов в осевой плоскости валов.

Эскизный проект отличается от технического рабочего проекта тем, что при эскизном проектировании не все размеры деталей и узлов принимаются сразу окончательными. Одни размеры предопределяются расчетом, другие назначаются конструктивно с последующим уточнением тех и других. В процессе эскизного проектирования представляется широкая возможность путем взаимного увязывания, уточнения и исправления окончательно принимать наиболее рациональные конструктивные решения основных узлов проектируемой машины. При вычерчивании сборочного чертежа в рамках технического проекта такой широкой возможности уже не представится. Сборочные чертежи выполняют на основании тщательной предварительной эскизной разработки конструкции.

3.1. Первый этап эскизного проектирования

На первом этапе эскизной компоновки устанавливают примерное расположение элементов передач (шестерен, колес, червяков, шкивов, звездочек и др.) относительно валов редуктора.

Вначале откладывают на листе миллиметровой бумаги в масштабе ранее принятые межосевые расстояния или другие главные геометрические характеристики передач (оси симметрии, дистанционные расстояния, углы при вершинах начальных образующих конусов) и затем проводят оси будущих валов редуктора.

На указанных осях предварительно упрощенно в виде простых фигур, как это показано на рис. 1–3, вычерчивают в масштабе контуры элементов передач. Все размеры передач берутся из расчета, который был сделан ранее.

Для цилиндрических зубчатых передач следует ширину ведущей шестерни в каждой ступени назначать на $4 \div 5$ мм больше, чем ширину ведомого колеса. Для этого, чтобы эскизный чертеж можно было продолжить на втором этапе эскизного проектирования, его выполняют в тонких линиях. Необходимые конструктивные размеры, рекомендуемые к использованию на первом этапе эскизной компоновки различных типов редукторов, приведены в табл. 1.

Габариты подшипников качения назначаются на первом этапе ориентировочно – по ширине $B_n = 18 \div 27$ мм, по диаметру наружных колец $D = 70 \div 120$ мм.

Меньшие значения здесь рекомендуются для входных валов; большие для выходных валов редукторов средних размеров общего назначения ($a_w \leq 350$ мм). Для промежуточных валов двухступенчатых редукторов можно брать усредненные значения.

Перед размещением подшипников нужно решить вопрос об их смазке. Систему смазки выбирают в зависимости от скорости вращения зубчатых колес. Если эта скорость небольшая ($V \leq 2,5$ м/с), смазка разбрызгиванием не обеспечивает смазку подшипников и тогда для них планируют консистентную смазку. Размер “у” (см. рис. 1–3) в этом случае определяется шириной мазеудерживающего кольца.

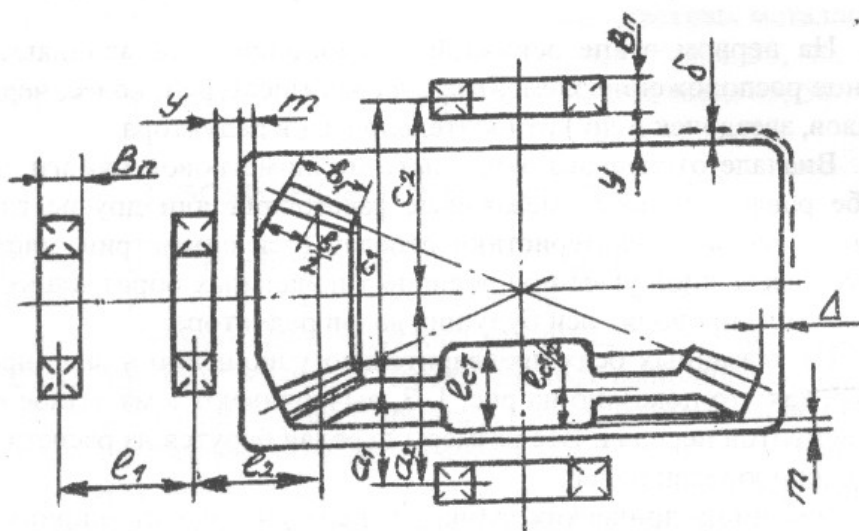


Рис. 1. Эскизная компоновка конического зубчатого редуктора

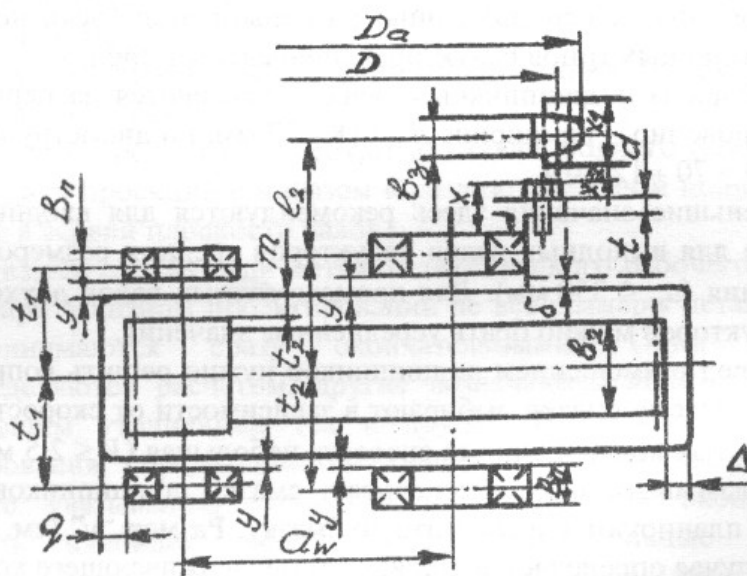


Рис. 2. Эскизная компоновка одноступенчатого цилиндрического редуктора

Рис. 1. Эскизная компоновка конического зубчатого редуктора
 Рис. 2. Эскизная компоновка одноступенчатого цилиндрического редуктора

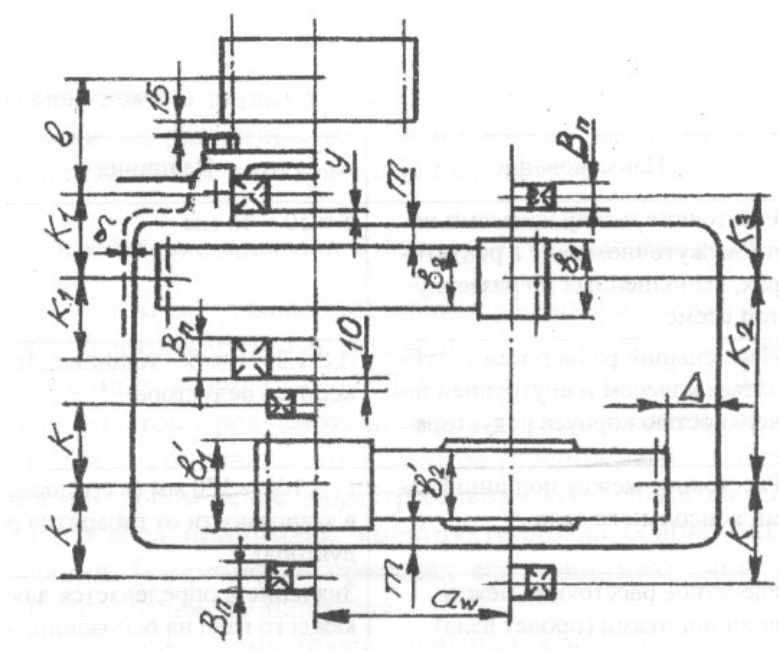


Рис. 3. Эскизная компоновка соосного редуктора

Рис. 3. Эскизная компоновка соосного редуктора

Таблица 1

Размеры к схемам на первом этапе эскизной компоновки редуктора

Обозначение	Наименование	Величина
m	Расстояние от торца вращающихся деталей до внутренней стенки редуктора	$m = 10 \div 15$ мм
m_1	То же для червячных редукторов	$m_1 = 15 \div 20$ мм
b	Рабочая ширина ведомого колеса в рассматриваемой ступени передач	Определить из расчета зубчатой пары на прочность
b'	Ширина ведущей шестерни	Определить из расчета зубчатой пары на прочность
B_k	Ширина червячного колеса	Определяется расчетом
B_n	Ширина подшипников качения	На первом этапе эскизной компоновки: $B_n = 18 \div 27$ мм. Для червячных редукторов $B_n = 25 \div 30$ мм. На втором этапе эскизной компоновки величина B_n берется из ГОСТа на подшипники качения

Обозначение	Наименование	Величина
S	Расстояние между колесами на промежуточном валу в редукторах, выполненных по развернутой схеме	$S = 10 \div 15$ мм
Δ	Наименьший размер между зубчатым колесом и внутренней поверхностью корпуса редуктора	$\Delta \geq 1,2\delta$, где δ – толщина стенки корпуса редуктора
L_1	Расстояние между подшипниками консольного вала	$L_1 = 100 \div 180$ мм (в среднем, в зависимости от габаритов редуктора)
L	Расчетное расстояние между подшипниками (пролет вала)	Значение L определяется для каждого вала на основании компоновочных схем редукторов, аналогичных изображенным на рис. 2–4. Для вала червяка $L_{\text{ч}} = (0,8 \div 1,0) D_{\text{ч}}$
$L_{\text{к}}, L_{\text{ч}}$	То же для червячного редуктора	Определяется из компоновочной схемы
t_3	Расчетное расстояние от вращающейся детали на выходном валу редуктора до опоры	Назначается конструктивно на основании эскизной компоновки редуктора на 1-м этапе
y	Расстояние от торца подшипника качения до внутреннего контура стенки корпуса редуктора	$y = 10 \div 15$ мм в среднем; при густой смазке подшипников выбирается в зависимости от конструкции мазеудерживающего кольца
χ	Высота крышки подшипника с головкой болта	Выбирается в зависимости от конструкции крышки, типа уплотнения и способа закрепления подшипника
χ_2	Расстояние от вращающихся деталей до неподвижной крышки	$\chi_2 = 15 \div 20$ мм
χ_1	Длина участка вала, на котором установлена вращающаяся деталь	Выбирается в зависимости от длины ступицы и способа закрепления детали на валу

Результатом первого этапа эскизной разработки является получение величин расчетных размеров участков валов между центрами подшипников и местами приложения нагрузок к валам редуктора.

Определение расчетной длины консольных участков вала

На этом же этапе определяют расчетную длину консольных участков быстроходного и тихоходного валов. В существующих государственных стандартах (ГОСТ 12080–66, ГОСТ 12081–72) консольный участок предусмотрен либо цилиндрическим, либо коническим и длина его зависит от диаметра сечения вала на этом участке. Иногда на первом этапе диаметр сечения консольного участка быстроходного вала принимают конструктивно на основе опыта конструирования. Например, в приводах его принимают иногда равным 0,8–1,0 диаметра вала двигателя.

На ранней стадии проектирования, когда отсутствуют данные об изгибающих моментах (неизвестны нагрузки, действующие на вал, отсутствует конструкция вала), диаметр сечения консольного участка может быть приближенно найден по известной величине крутящего момента из условия прочности при кручении

$$d \geq 10 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_k]}}, \quad (1)$$

где $[\tau_k]$ – заниженное значение допускаемого напряжения, МПа; $[\tau_k] = (0,025 \dots 0,030)$, σ_b ; σ_b – предел прочности материала вала, МПа.

По вычисленной величине диаметра принимают по ГОСТ 6336–66 ближайшее большее стандартное значение d , для которого там же содержится стандартная длина цилиндрической (или конической) ступеньки вала ($l_{ст}$).

Расчетную длину консольного участка определяют по формуле

$$l_0 = \frac{B_n}{2} + \chi + \chi_2 + \frac{l_{ст}}{2}, \quad (2)$$

где B_n , χ , χ_2 – принимаемые конструктивно величины (см. рис. 2, 3 и табл. 1); $l_{ст}$ – стандартная длина концевой ступеньки консольного участка вала.

3.2. Второй этап эскизного проектирования

Задачей второго этапа эскизного проектирования является подробная конструктивная разработка всех основных деталей и узлов редуктора, в том числе и валов. Производится конструктивная разработка каждого вала редуктора с учетом выбранного типажа и способов крепления всех деталей и узлов, которые должны крепиться на валах. При этом должна быть обязательно учтена технологичность сборки и разборки конструкции в целом.

Затем выбирают для всех гладких и профильных сопряжений деталей посадки, допуски и классы точности соединений, назначают шероховатость поверхности, учитывают другие виды обработки (например, термообработку).

После этого выполняют проверочный расчет валов на прочность, жесткость и, если это необходимо, на колебания.

Второй этап эскизной компоновки завершается графическим оформлением эскизного чертежа, как это показано на рис. 4–6.

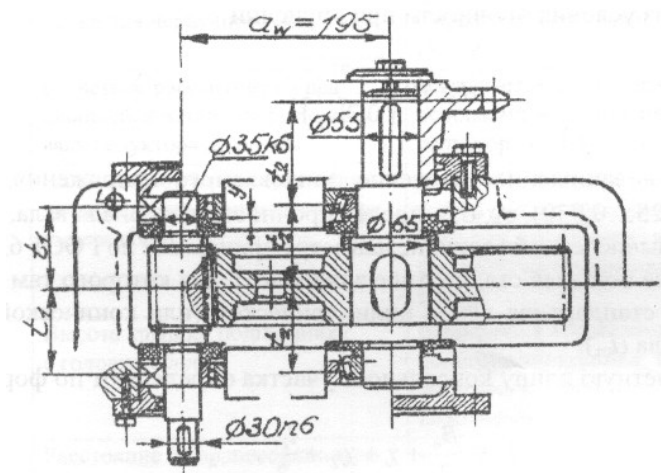


Рис. 4. Второй этап эскизного проектирования
одноступенчатого редуктора

Рис. 4. Второй этап эскизного проектирования
одноступенчатого редуктора

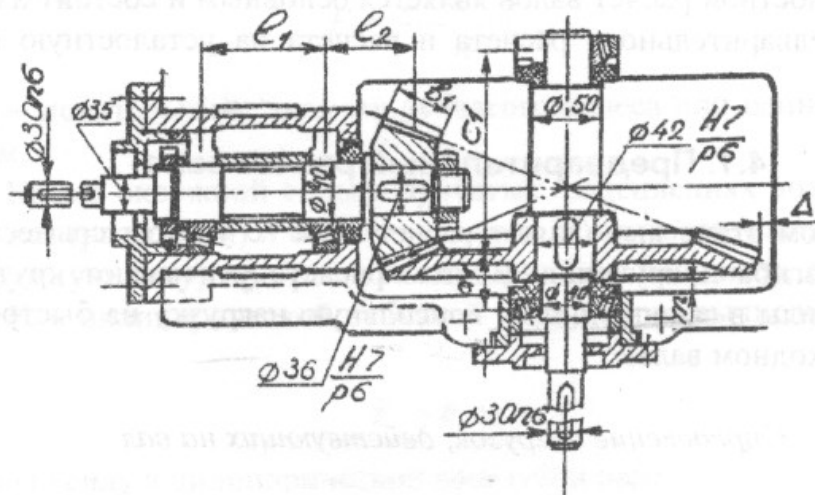


Рис. 5. Второй этап эскизного проектирования конического редуктора

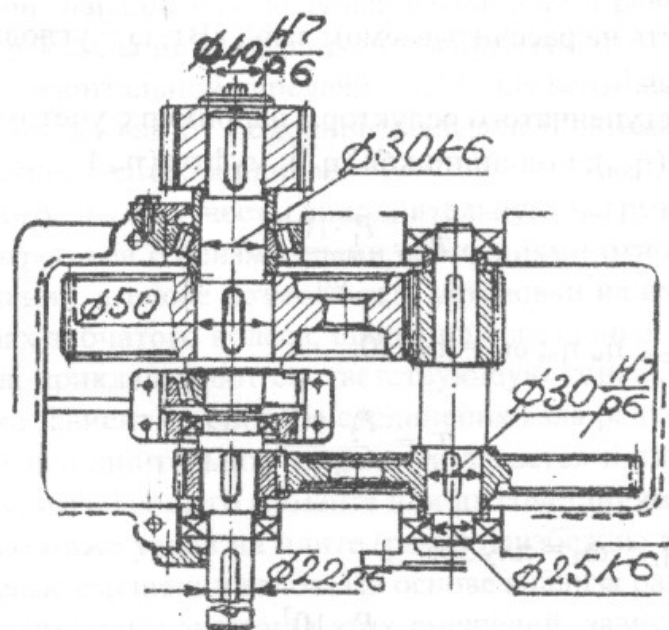


Рис. 6. Второй этап эскизного проектирования соосного редуктора

Рис. 5. Второй этап эскизного проектирования конического редуктора

Рис. 6. Второй этап эскизного проектирования соосного редуктора

4. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ

Прочностной расчет валов является основным и состоит из двух этапов: предварительного расчета и расчета на усталостную прочность.

4.1. Предварительный расчет вала

На этом этапе выполняют расчет вала с учетом совместного действия изгиба и кручения. В этом расчете учитывают крутящие моменты, силы в зацеплениях и консольную нагрузку на быстроходном и тихоходном валах.

Определение нагрузок, действующих на вал

Расчетные значения крутящего момента на валу определяют по формуле

$$T = \frac{P \cdot 10^3}{\omega}, \quad (3)$$

где P – мощность на рассчитываемом валу, кВт; ω – угловая скорость вращения вала, с^{-1} .

Для двухступенчатого редуктора, например с учетом КПД зубчатых передач ($\eta_{з.п}$); подшипников ($\eta_{п}$); муфты ($\eta_{м}$)

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1},$$

где $P_1 = P_{\text{эл.дв.расч.}} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{п}$; $\omega_1 = \pi n_1 / 30$;

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2},$$

где $P_2 = P_1 \cdot \eta_{п} \cdot \eta_{з.п}$; $\omega_2 = \pi n_2 / 30$;

$$T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3},$$

где $P_3 = P_2 \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{з.п}$; $\omega_3 = \pi n_3 / 30$.

Окружная сила на зубчатых колесах и цепных звездочках, Н:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d}, \quad (4)$$

где d – делительный диаметр зубчатого колеса или цепной звездочки, мм.

Кроме окружной силы в зубчатых зацеплениях возникают радиальная (распорная) и осевая сила (рис. 7), которые вычисляют (как и окружную силу) при расчете передач. Так, например, радиальную силу F_r в цилиндрической зубчатой паре можно вычислить по формуле

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha, \quad (5)$$

а осевую силу в цилиндрической косозубой паре:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta, \quad (6)$$

где α , β – углы зацепления и наклона зуба соответственно.

Нагрузку на вал от цепной передачи приближенно принимают направленной параллельно ведущей ветви цепи и равной произведению окружной силы на коэффициент, зависящий от положения передачи (для горизонтальной передачи – 1,15, для вертикальной – 1,05).

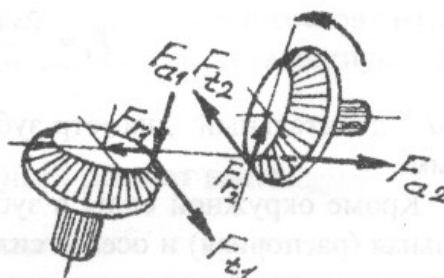
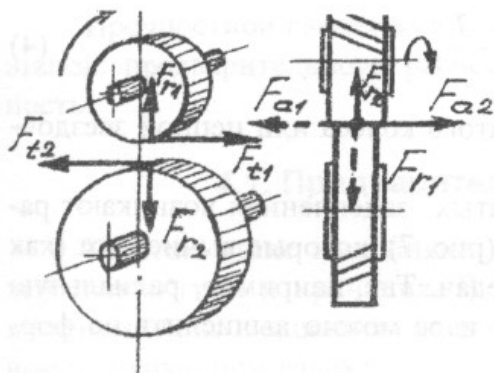
Нагрузку на вал от ременной передачи принимают направленной вдоль линии центров шкивов.

Для того, чтобы учесть дополнительную нагрузку от соединения валов агрегатов с неизменными смещениями относительно соосного положения, а также возможность установки на входном или выходном валах зубчатого колеса, шкива или звездочки, на консольном участке вала прикладывают соответствующую консольную нагрузку. Эта нагрузка зависит от способа соединения вала редуктора с валами двигателя и исполнительной машины и задается в виде радиальной, осевой силы, изгибающего момента или их сочетаниями.

При монтаже узлов на плите (раме) неизбежны радиальные, угловые и осевые смещения валов. На основе анализа размерных связей получены возможные значения этих смещений, зависящие от точности изготовления деталей и точности монтажа. Смещения валов вызывает дополнительные нагрузки, действующие на детали муфт, валы и их опоры.

а

б



в

г

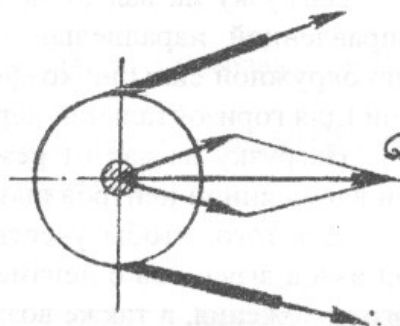
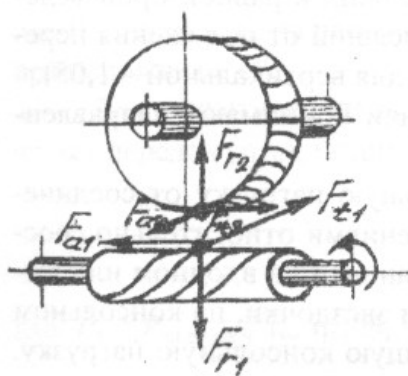


Рис. 7. Схемы сил в некоторых передачах:

а – зубчатых цилиндрических; б – конических; в – червячных; г – ременных

Рис. 7. Схемы сил в некоторых передачах:

а – зубчатых цилиндрических; б – конических; в – червячных; г – ременных

Определение консольных нагрузок на валах редукторов

Для редукторов общего назначения максимальные величины радиальных консольных нагрузок F_k на быстроходных и

тихоходных валах регламентируются ГОСТ 16162–85Е и определяются по формулам в табл. 2.

Таблица 2

**Значения радиальных консольных нагрузок
на валах редукторов**

Наименование консольной нагрузки	Величина консольной нагрузки, F_k , Н
Максимальная радиальная консольная нагрузка на тихоходном валу	Планетарные редукторы с передаточным отношением до 12,5 и другие одноступенчатые зубчатые редукторы: $F_k = 125 \sqrt{T_t}$
	Остальные типы редукторов: $F_k = 250 \sqrt{T_t}$
Максимальная радиальная консольная нагрузка на быстроходном валу	Одноступенчатые и многоступенчатые зубчатые редуктора при $T_b \leq 25 \text{ Н} \cdot \text{м}$ $F_k = 50 \sqrt{T_b}$
	Многоступенчатые зубчатые редукторы при $25 \leq T_b \leq 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и червячные: $F_k = 80 \sqrt{T_b}$
	Многоступенчатые зубчатые редукторы при $T_b \geq 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и планетарные редукторы всех типов: $F_k = 125 \sqrt{T_b}$

П р и м е ч а н и е: В формулах приняты следующие обозначения:
 T_t – крутящий момент на тихоходном валу; T_b – крутящий момент на быстроходном валу.

При наличии в приводе муфт, тип которых приведен в табл. 3, или при наличии ременной или цепной передачи расчет консольных нагрузок выполняют по формулам из табл. 3, 4.

Таблица 3

**Значения радиальных консольных нагрузок на валах редукторов
при передаче вращения муфтой**

Тип муфты	Величина консольной нагрузки $F_k, \text{ Н}$
Кулачковая дисковая	$F_k = (0,3 \div 0,7) T_6 / D$ $F_k = (0,3 \div 0,7) T_T / D$
С призматическим сухарем	$F_k = (0,2 \div 0,5) T_6 / B$ $F_k = (0,2 \div 0,5) T_T / B$
Втулочно-пальцевая	$F_k = (0,4 \div 0,7) T_6 / D_{\Pi}$ $F_k = (0,4 \div 0,7) T_T / D_{\Pi}$
Зубчатая	$F_k = 0,3 T_6 / l$ $F_k = 0,3 T_T / l$
Кулачковая	$F_k = 2 T_6 / D$ $F_k = 2 T_T / D$
Цепная	$F_k = 0,67 T_6 / D_0$ $F_k = 0,67 T_T / D_0$

П р и м е ч а н и е: В формулах приняты следующие обозначения: D – наружный диаметр муфты, м; B – длина площади контакта сухаря с полумуфтами, м; D_{Π} – диаметр окружности расположения центров пальцев, м; l – расстояние от конца зубчатого сочленения до торца муфты, м; D_0 – диаметр звездочки, м

Таблица 4

**Значения радиальных консольных нагрузок на валах редукторов
при передаче вращения гибкой связью**

Тип передачи	Величина консольной нагрузки $F_k, \text{ Н}$
Плоскоременная	$F_k = (5 \div 6) T_6 / D_2$
Клиноременная	$F_k = (3,2 \div 8,5) T_6 / D_2$ Меньшие значения применяют при окружной скорости $V = 1 \div 5$ м/с, большие – при $V = 25 \div 30$ м/с
Цепная	$F_k = (2,3 \div 2,4) T_T / D_0$ Меньшие значения принимают при вертикальных передачах, большие – при горизонтальных

П р и м е ч а н и е: В формулах приняты следующие обозначения: D_2 – диаметр ведомого шкива, м; D_0 – диаметр звездочки на тихоходном валу редуктора, м.

Направление консольной радиальной силы по отношению к окружной силе может быть любым. Это зависит от случайной неточности монтажа. При расчете вала нужно брать наиболее опасное направление консольной силы (с целью получения максимально возможного изгибающего момента) – в плоскости действия результирующего изгибающего момента.

Несоосность соединяемых муфтой валов в вертикальной плоскости определяется погрешностями установочных размеров, а также углами перекоса. Предельные отклонения этих размеров регламентированы ГОСТ 16162–85Е и ГОСТ 8592–71.

При работе приводов корпуса узлов (редукторов, электродвигателей и др.), а также плиты и рамы деформируются. Особенно значительны деформации высоких рам. Эти деформации приводят к дополнительному, главным образом радиальному, смещению валов и, как следствие, к дополнительной нагрузке упругих элементов муфт, валов и их опор. Для муфт с упругими элементами радиальное смещение является основным видом несоосности.

Расчетные схемы опор валов

Внешние нагрузки передаются на вал через сопряженные детали (зубчатые колеса, шкивы, звездочки и т. д.). При известных внешних нагрузках определение внутренних усилий в сечениях вала сводится к решению задачи для шарнирно закрепленной балки в жестких опорах. Такая модель формы и условий закрепления близка к действительности для валов, вращающихся в опорах качения (рис. 8 а, б) и опорах скольжения (рис. 8 в).

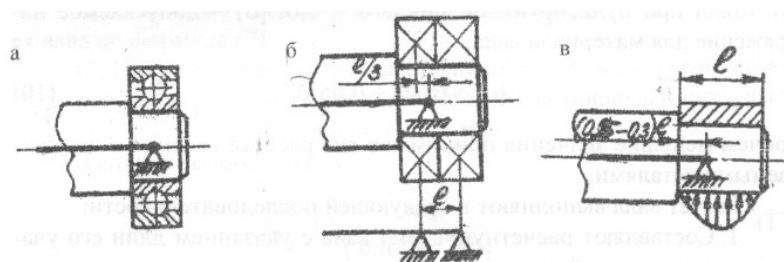


Рис. 8. Схема опор валов:
а – с одним подшипником; б – с двумя подшипниками; в – с подшипником скольжения

Рис. 8. Схема опор валов:

а – с одним подшипником; б – с двумя подшипниками; в – с подшипником скольжения

Подшипники, воспринимающие только радиальную нагрузку, изображаются в виде шарнирно-подвижных опор. Подшипники радиально-упорные изображают как шарнирно-неподвижную опору.

Нагрузки от зубчатых колес, звездочек, шкивов и т. д. передаются валу через поверхности контакта. Для упрощения задачи их заменяют сосредоточенными силами, приложенными к середине или по краям ступицы.

Последовательность предварительного расчета валов

Наиболее точным способом предварительного расчета вала является определение значения его диаметра по величине эквивалентного (приведенного) момента

$$d = 10 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma]}}, \quad (7)$$

где $M_{\text{экв}}$ – эквивалентный момент; по 3-й теории прочности для реверсивного вала

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + T^2}, \quad (8)$$

для нереверсивного вала

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + (\alpha T)^2}, \quad (9)$$

где α – коэффициент, учитывающий некоторое увеличение прочности стали при пульсирующем цикле $\alpha = 0,6$; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала вала;

$$[\sigma] = (0,08 \div 0,05)\sigma_{\text{в}}, \quad (10)$$

причем меньшие значения принимают для расчета сечений с насаживаемыми деталями.

Расчет вала выполняют в следующей последовательности:

1. Составляют расчетную схему вала с указанием длин его участков, опор, всех действующих на него сил.

2. Раскладывают в двух взаимно перпендикулярных плоскостях все силы, действующие на вал.

3. Составляют две расчетные схемы вала с силами, действующими на него в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

4. Определяют опорные реакции для обеих схем нагружения.
5. Определяют изгибающие моменты в горизонтальной (M_{Γ}) и вертикальной ($M_{\text{в}}$) плоскостях и строят их эпюры.
6. Строят эпюру результирующего изгибающего момента по результатам вычислений

$$M_{\text{и}} = \sqrt{M_{\Gamma}^2 + M_{\text{в}}^2}. \quad (11)$$

7. Вычисляют значения изгибающего момента от консольной нагрузки ($M_{\text{к}}$) и строят его эпюру.

П р и м е ч а н и е. Для валов, не имеющих консольного участка, расчеты по пп. 7, 8 не выполняются.

8. Строят эпюру суммарного изгибающего момента ($M'_{\text{и}}$), вычисляя его значение по формуле

$$M'_{\text{и}} = M_{\text{и}} + M_{\text{к}}. \quad (12)$$

9. Вычисляют крутящий момент T по формуле (3) и строят его эпюру.

10. По одной из формул (8) или (9) вычисляют эквивалентный момент ($M_{\text{экв}}$) и строят эпюру.

11. По прил., табл. 1 выбирают материал для проектируемого вала и определяют допускаемое напряжение из соотношения (10). В случае вала-шестерни материал вала выбирают таким же, какой принят в расчете зубчатой пары для шестерни.

12. Вычисляют диаметр вала в выбранных характерных сечениях вала по формуле (7).

13. Полученное расчетное значение диаметра вала увеличивают на $5 \div 8 \%$, если в сечение попадает шпоночная канавка, и округляют до числа, оканчивающегося на 0, 2, 5, 8 мм.

В случае полого вала:

$$d_{\text{н}} \geq 10 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1(1-c^4)[\sigma]}}, \quad (13)$$

где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр полого вала, мм; c – отношение внутреннего диаметра к наружному.

Применение полых валов приводит к существенному облегчению конструкции либо увеличивает несущую способность при том же весе, что и сплошной вал. Полые валы не имеют шпоночных канавок. Чаще изготавливаются в виде вала-шестерни.

14. Определяют диаметр вала под муфту (с учетом консольной нагрузки)

$$d_{\text{вм}} \geq 10 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma]}}. \quad (14)$$

Полученное значение увеличивают на $5 \div 8 \%$ с учетом шпоночной канавки и согласовывают результат с диаметром вала машины-двигателя или исполнительной машины.

15. Выполняют конструктивное оформление вала. При этом вычисляют отношение d_f / d , где d_f – диаметр окружности впадин зубьев шестерни, мм;

а) Если $d_f / d > 1,6$, тогда шестерню изготавливают отдельно и закрепляют на валу с помощью шпонки;

б) Если $d_f / d \leq 1,6$, тогда вал и шестерню изготавливают воедино из одной заготовки (вал-шестерня). В этом случае необходимо согласовывать материалы вала и шестерни в соответствующих расчетах и внести коррективы в случае необходимости.

16. На чертеже сконструированного вала намечают сечения с концентраторами напряжений для уточненного расчета (галтели, шпоночные канавки, посадка с натягом, проточки, участки с резьбой и т. д.).

Для снижения трудоемкости вычислений, а также для проверки расчетов целесообразно пользоваться готовыми эпюрами изгибающих, крутящего и эквивалентного моментов для известных схем передач.

На рис. 9 изображены наиболее распространенные схемы валов с действующими на них нагрузками и эпюрами изгибающих, крутящего и эквивалентного моментов. Кроме сил, действующих на валы со стороны элементов передач, учтена консольная нагрузка на входном и выходном валах в виде радиальной силы.

Эпюры приведены здесь для того, чтобы студент смог при конструировании вала контролировать правильность своего расчета.

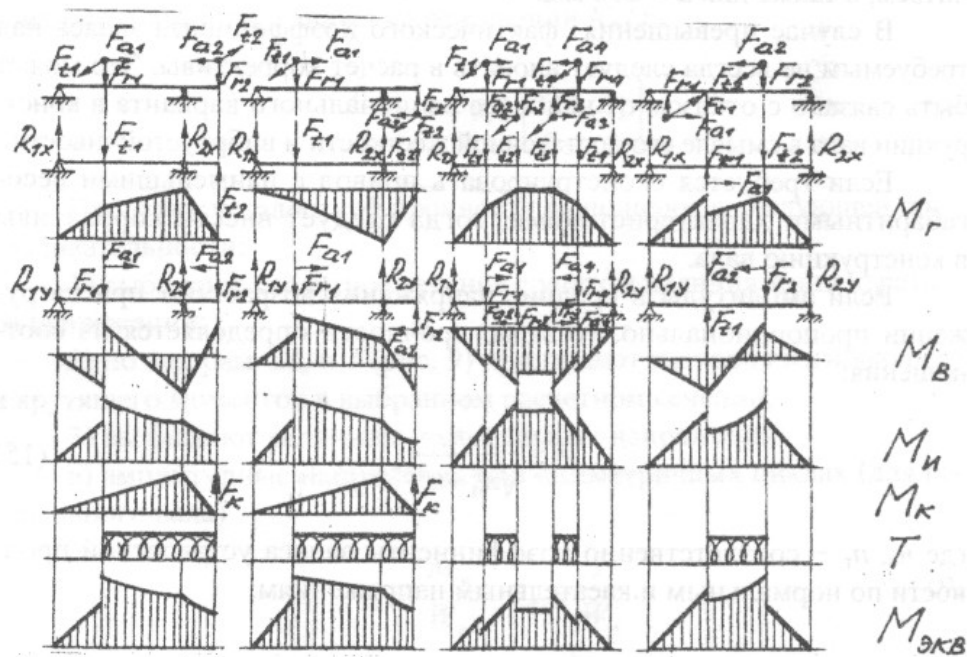
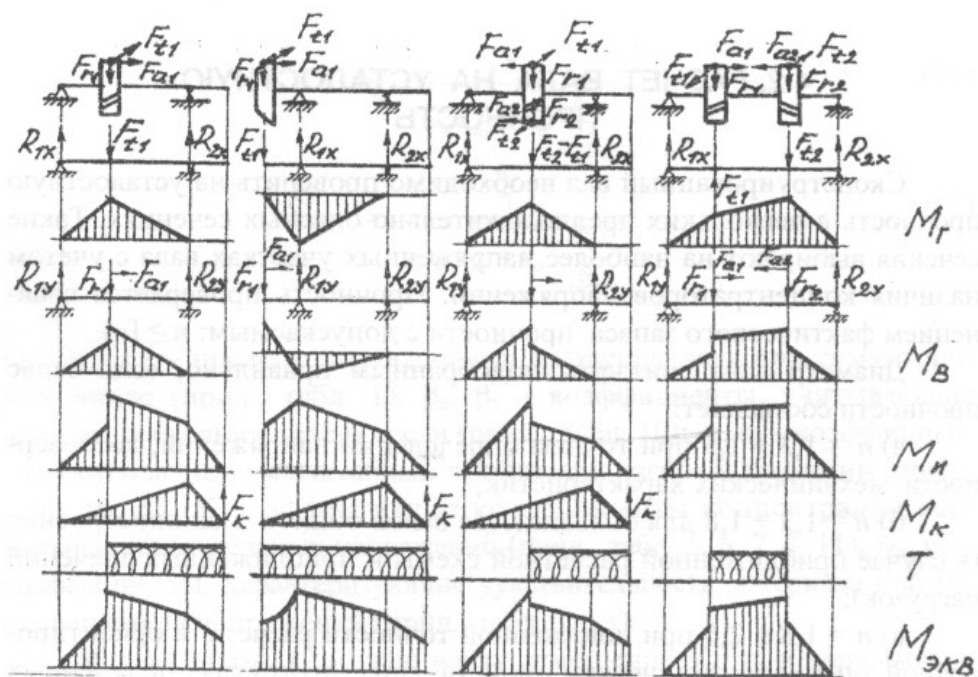


Рис. 9. Эпюры моментов для наиболее распространенных схем валов

Рис. 9. Эпюры моментов для наиболее распространенных схем валов

4.2. Расчет вала на усталостную прочность

Сконструированный вал необходимо проверить на усталостную прочность в нескольких предположительно опасных сечениях. Такие сечения выбирают на наиболее напряженных участках вала с учетом наличия концентраторов напряжений. Прочность проверяется сравнением фактического запаса прочности с допускаемым: $n \geq [n]$.

Диаметр вала считается подобранным правильно, если запас прочности составляет:

а) $n = 1,3 \div 1,5$ при точном определении напряжений, достоверности механических характеристик;

б) $n = 1,3 \div 1,8$ для большинства валов общего машиностроения (в случае приближенной расчетной схемы и приближенных значений нагрузок);

в) $n = 1,8 \div 2,5$ при пониженной точности расчета и ориентировочной оценке механических свойств, при заготовках, полученных литьем, а также для $d > 250$ мм.

В случае превышения фактического коэффициента запаса над требуемым не всегда следует вносить в расчет коррективы. Это может быть связано с отказом от наиболее рационального варианта в конструкции вала в смысле его достаточной жесткости и виброустойчивости.

Если требуется сконструировать привод с наименьшими весогабаритными характеристиками, тогда следует внести коррективы в конструкцию вала.

Если амплитуды и средние напряжения возрастают при нагружении пропорционально, то запас прочности определяется из соотношения:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \quad (15)$$

где n_σ , n_τ — соответственно коэффициенты запаса усталостной прочности по нормальным и касательным напряжениям;

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\psi_{\sigma}\sigma_m + \sigma_a \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}\beta_{\sigma}}}, \quad (16)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\psi_{\tau}\tau_m + \tau_a \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}\beta_{\tau}}}, \quad (17)$$

где σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости материала вала при симметричном цикле (прил., табл. 1); β_{σ} , β_{τ} – коэффициенты, учитывающие влияние состояния поверхности (прил., табл. 10); ε_{σ} , ε_{τ} – коэффициенты, учитывающие масштабный эффект при изгибе и кручении (прил., табл. 9); K_{σ} , K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений (прил., табл. 5, 6, 7, 8, 11); ψ_{σ} , ψ_{τ} – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений (прил., табл. 1, 13).

В прил., табл. 12 можно найти отношение $K_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma}$ в зависимости от типа посадки, диаметра вала и предела прочности, а по формуле найти приближенное значение отношений $K_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma}$.

$$\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 1 + 0,6 \left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} - 1 \right). \quad (18)$$

Проверку усталостной прочности выполняют в следующей последовательности:

- 1) выбирают расчетное сечение с учетом наличия концентратора напряжений;
- 2) по эпюрам $M_{и}$ и T (рис. 9) принимают значения изгибающего и крутящего моментов в выбранном расчетном сечении;
- 3) вычисляют величины номинальных напряжений:
 - а) амплитудные напряжения при симметричных циклах (для реверсивного вала)

$$\sigma_a = \frac{M_{и}}{W_x}; \quad \tau_a = \frac{T}{W_p}, \quad (19)$$

где $M_{и}$ – значение изгибающего момента в исследуемом сечении вала; W_x , W_p – осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала;

б) при пульсирующем цикле (неревверсивный вал), средние напряжения циклов $\sigma_m = \tau_m = 0$;

$$\sigma_a = \frac{M_u}{W_x}; \quad \tau_a = \frac{T}{2W_p}; \quad \sigma_m = 0, \tau_m = \tau_a; \quad (20)$$

4) принимают численные значения пределов выносливости σ_{-1} , τ_{-1} , и коэффициентов ψ_σ , ψ_τ , K_σ , K_τ , ε_σ , ε_τ , β_σ , β_τ по соответствующим справочным таблицам в приложении;

5) вычисляют по формулам запасы прочности n_τ , n_σ , n ;

6) пересчитывают диаметр исследуемого сечения (если фактический коэффициент запаса оказался неудовлетворительным) по формуле

$$d = d_0 \sqrt[3]{\frac{n}{n_0}}, \quad (21)$$

где d_0 – диаметр сечения, принятый по результатам предварительного расчета; d – новое значение диаметра сечения вала; n_0 – соответствующий диаметру d_0 неудовлетворительный коэффициент запаса прочности; n – желательная величина коэффициента запаса прочности;

7) вновь найденный диаметр округляют по ГОСТ 6336–60.

5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

На этапе эскизного проектирования ориентировочно была намечена конструкция валов, определены диаметры отдельных участков. Теперь следует уточнить эти размеры, согласовать их с деталями, устанавливаемыми на валу, учесть вид и расположение опор, конструкцию уплотнения, технологию изготовления, способ передачи крутящего момента в соединениях вал-ступица и способ крепления деталей на валу от осевого смещения.

5.1. Концевые участки валов

Входной и выходной валы редукторов, и коробок передач имеют консольные участки для установки муфт, шкивов, звездочек. Консольные участки могут быть цилиндрическими и коническими. Размеры цилиндрических концов валов по ГОСТ 12080–66 приведены в прил., табл. 14.

Деталь, устанавливаемую на консольный участок, доводят до упора в буртик (рис. 10). Высоту t буртика принимают по соотношению $t \geq 2f$, где f – размер фаски детали (табл. 6). Размеры b, h, r – по табл. 7.

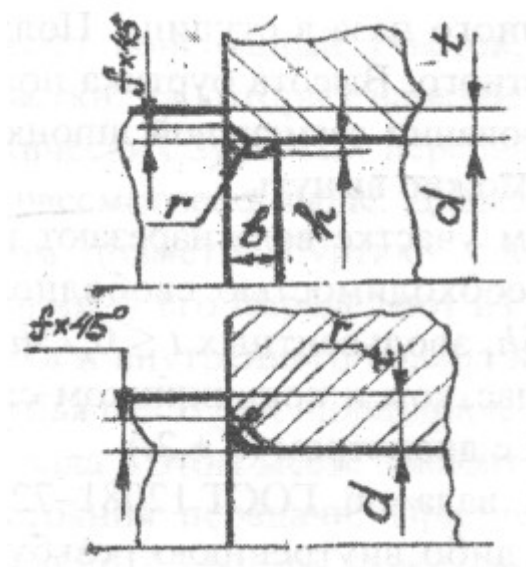


Рис. 10. Схема ступенчатого перехода в валах

Таблица 6

r , мм	1,6	2,0	2,5	3,0
f , мм	2,0	2,5	3,0	4,0

Таблица 7

d , мм	b	h	r
10 – 50	3	0,25	1,0
50 – 100	5		1,6
Св. 100	8	0,5	2,0

Переходной участок между ступенями вала выполняют галтелью радиуса r . В коротких жестких валах (редукторы, коробки передач), а также на концевых участках валов выполняют канавки для выхода шлифовального круга (табл. 6). Соседний с концевым участок вала предназначен для посадки подшипника. Диаметр ступени нужно согласовать с посадочным диаметром подшипника. При этом нужно предусмотреть возможности установки

подшипника без съема призматической шпонки. Ориентировочное значение диаметра вала под подшипником

$$d_{\text{п}} \geq d + 2t_2 + 0,5 \text{ (мм)},$$

где t_2 – глубина шпоночного паза в ступице. Полученное значение $d_{\text{п}}$ округляют до стандартного. Высота буртика получается наименьшей ($t \sim 2f$) при использовании сегментной шпонки, которую перед установкой подшипника можно вынуть.

Если на консольном участке вала нарезают шлицы, то высота буртика t ограничена необходимостью свободного выхода фрезы для прямобочных $t \leq 0,5h$, эвольвентных $t \leq 0,25h$. Если $d_{\text{п}} \geq d + 2t$, то между консольным участком и подшипником следует предусмотреть переходный участок с диаметром $(d + 2t)$.

Конические концы вала по ГОСТ 12081–72 (прил., табл. 15) имеют либо наружную, либо внутреннюю резьбу для закрепления насаживаемой детали. Соседние участки конструируются так же, как и в случае с цилиндрическим концом. Коническая форма получает преимущественное распространение из-за высокой точности и надежности соединения, возможности легкого монтажа устанавливаемой детали. Аналогично конструируется консольный участок тихоходного вала.

Полумуфты устанавливают на цилиндрические гладкие (или шлицевые) и на конические концы валов. При постоянном направлении вращения и умеренно нагруженных валах ($\tau_{\text{к}} \leq 15 \text{ МПа}$) полумуфты сажают на гладкие цилиндрические концы валов по переходным посадкам типа $H7/k6$, $H7/m6$. При реверсивной работе, а также при сильно нагруженных валах ($\tau_{\text{к}} > 15 \text{ МПа}$) применяют посадки с натягом.

Установку полумуфт на цилиндрические шлицевые концы валов применяют, если при расчете шпоночного соединения получают длину посадочного отверстия $l_{\text{ст}} > 1,5d$.

При больших нагрузках, работе с толчками, ударами и при реверсивной работе предпочтительно сажать полумуфты на конические концы валов. Полумуфты, посаженные на конический конец вала, обязательно затягивают гайкой или болтами.

5.2. Быстроходные валы

Эти валы имеют консольный участок, участки для установки подшипников и участки, на которых нарезают зубья шестерен цилиндрических или конических зубчатых передач. Конструирование консольных участков рассмотрено выше. Диаметр среднего участка определяется размером диаметра буртика, следующего сразу за подшипником, $d_{бп}$. Величину его определяют из условия надежного контакта торцов буртика и внутреннего кольца подшипника. На среднем участке нарезают зубья шестерни цилиндрической зубчатой передачи.

Конструкция вала в этом месте зависит от передаточного числа и межосевого расстояния передачи. При небольших передаточных числах и относительно большом межосевом расстоянии диаметр окружности впадин d_f больше диаметра вала $d_{бп}$ (рис. 11, а). При больших передаточных числах и относительно малом межосевом расстоянии диаметр d_f оказывается меньше $d_{бп}$. Тогда конструируют вал по одному из вариантов (рис. 11, б, в). Диаметр фрезы $D_{ф}$ в зависимости от модуля m принимают по табл. 8. Длину участка $l_{вых}$ определяют графически.

Таблица 8

Степень точности	Диаметр фрезы $D_{ф}$ при модуле фрезы m , мм					
	$2 \div 2,5$	$2,5 \div 2,75$	$3 \div 3,75$	$4 \div 4,5$	$5 \div 5,5$	$6 \div 7$
7	90	100	112	125	140	160
$8 \div 10$	70	80	90	100	112	125

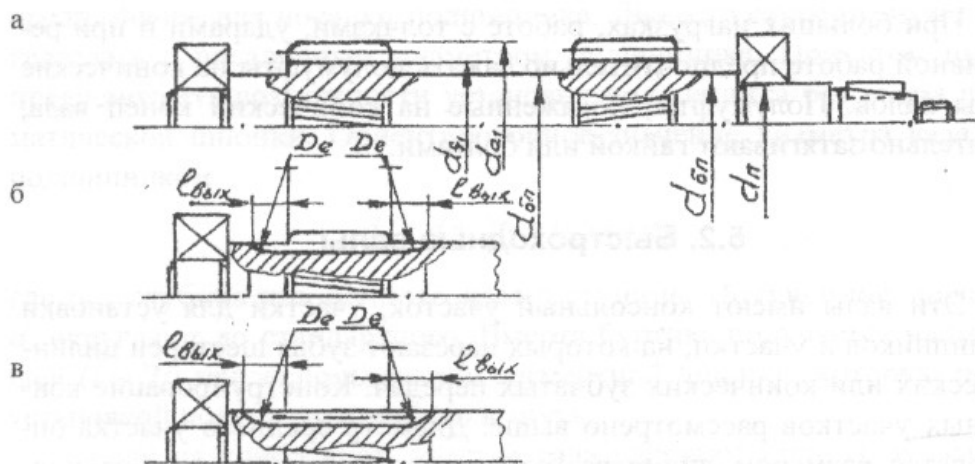


Рис. 11. Схема конструирования быстроходного вала:
а – при диаметре $d_f > d_{бп}$; б, в – при диаметре $d_f < d_{бп}$

Рис. 11. Схема конструирования быстроходного вала:
а – при диаметре $d_f > d_{бп}$; б, в – при диаметре $d_f < d_{бп}$

5.3. Промежуточные валы

Промежуточные валы (рис. 12) не имеют консольных участков. В соответствии с расчетом на изгиб и кручение определяют диаметр опасного сечения, которое находится в месте установки одного из зубчатых колес. Конструирование промежуточного вала выполняют от середины к его концам. Общие требования к конструкции такие же, как и для быстроходного вала. На промежуточном валу установлено зубчатое колесо быстроходной передачи. Рядом нарезаны зубья шестерни тихоходной ступени.

Диаметр ступени вала можно определить по формулам (через найденный диаметр под колесом): $d_{п} = d_{к} - 3,2 r$; $d_{бк} = d_{к} + 3f$; $d_{бп} = d_{п} + 3,2 r \leq d_{к}$.

Значения r и f приведены в табл. 9.

Таблица 9

d , мм	17 – 24	25 – 30	32 – 40	42 – 50	52 – 60	62 – 70	71 – 85
t , мм	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
r , мм	1,6	2	2,5	3,0	3	3,5	3,5
f , мм	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5

В зависимости от размеров шестерни конструкцию выполняют по рис. 12, а ($d_f > d_{бп}$) или по рис. 12, б ($d_f < d_{бп}$). Допускается участок

выхода фрезы распространять на торцы вала, контактирующие с колесом или внутренним кольцом подшипника.

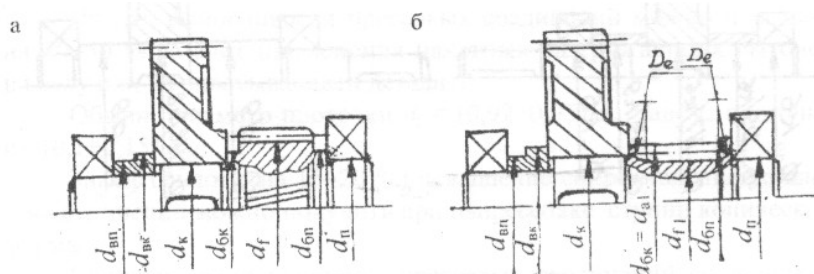


Рис. 12. Конструкции промежуточного вала
а – при диаметре $d_f > d_{6n}$; б – при диаметре $d_f < d_{6n}$

Рис. 12. Конструкции промежуточного вала
а – при диаметре $d_f > d_{6n}$; б – при диаметре $d_f < d_{6n}$

Между подшипником и колесом располагают распорную втулку на том же диаметре, что и подшипник. Диаметральные размеры ее ($d_{вп}$, $d_{вк}$) определяют условиями контакта концов втулки с колесами и внутренним кольцом подшипника. Поэтому втулка чаще всего имеет Г-образное сечение.

5.4. Тихоходные валы

Тихоходные валы имеют концевой (консольный) участок, размеры которого определяются аналогично быстроходному валу. Конструирование этого вала выполняют от концов к середине. В средней части вала между подшипниковыми опорами размещается зубчатое колесо. В сопряжении колеса с валом (рис. 13, б) используют посадку с большим натягом. Подшипники устанавливают до упора в торцы ступеней вала. Если вал гладкий, то между колесом и подшипниками устанавливают дистанционные втулки. При этом диаметр на разных участках имеет различные отклонения (рис. 13, а). Расход металла на такие валы снижается, что особенно важно для условий крупносерийного производства.

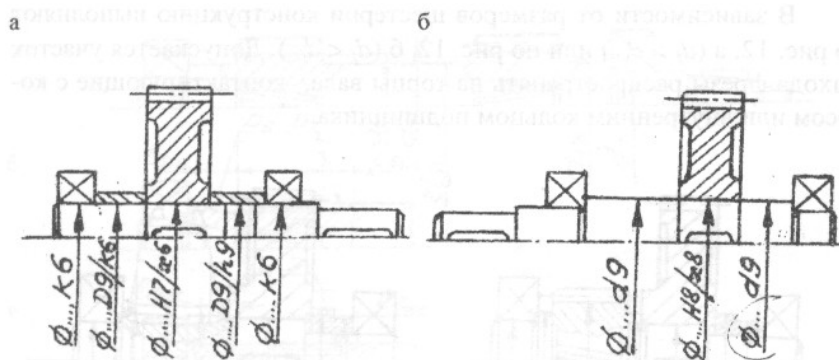


Рис. 13. Тихоходный вал:
а – гладкий; б – ступенчатый

Рис. 13. Тихоходный вал:
а – гладкий; б – ступенчатый

В индивидуальном и мелкосерийном производстве валы целесообразно снабдить буртиками для упора колес (рис. 14).

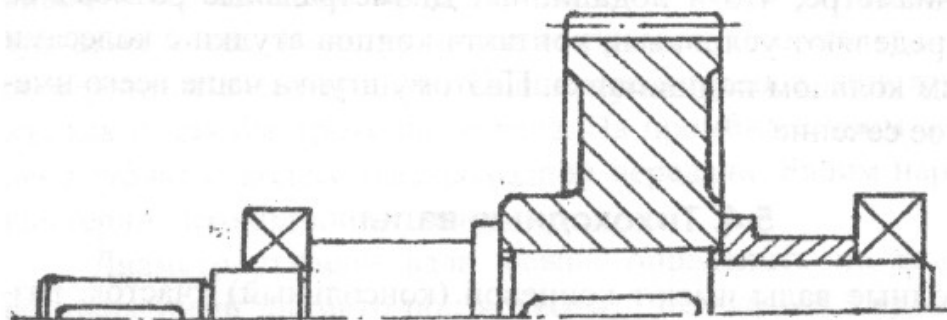


Рис. 14. Тихоходный вал с буртиком

Рис. 14. Тихоходный вал с буртиком

При конструировании валов нужно учитывать, что предел выносливости соединений с гарантированным натягом в 1,5–3 раза ниже, чем прочность гладких (стандартных) образцов. Это объясняется высокой концентрацией напряжений и контактной коррозией, вызываемой местным проскальзыванием деталей при переменных внешних нагрузках. Одним из конструктивных способов повышения сопротивления усталости соединений

является утолщение подступичной части вала (обычный диаметр вала увеличивают на 5–7 %) с плавным переходом к утолщению ($r \geq 0,2 d$). Предел выносливости при утолщении вала повышается на 20–25 %.

Предел выносливости прессовых соединений можно повысить на 30–50 % за счет применения накатных разгружающих выточек на валу или на охватывающей детали.

Обычно диаметр проточки $d_n = (0,92 \div 0,95) d$; радиус проточки $r = (0,1 \div 0,15) d_n$.

Значительное (на 15–20 %) повышение сопротивления усталости соединений можно получить при напрессовке ступиц конической формы.

Сопротивление усталости прессовых соединений со шпонкой такое же, как и для обычных прессовых соединений. Оно определяется концентрацией напряжений от посадки.

Сопротивление усталости прессовых соединений зависит и от материала охватывающей детали. Это следует учитывать при выборе материала для вала. Использование более прочных и менее пластичных материалов для валов, чем для охватывающей детали, приводит к повышению сопротивления усталости.

Существенное повышение предела выносливости (на 80–100 %) можно получить поверхностным упрочнением подступичной части вала дробеструйной обработкой, обкаткой роликом, алмазным выглаживанием и т. п. Степень повышения сопротивления усталости зависит от режимов упрочнения.

За счет химико-термического поверхностного упрочнения (цементации, азотирования) предел выносливости прессовых соединений может быть повышен в 2–3 раза.

5.5. Технологические условия конструирования

Технологией сборки узла к конструкции валов предъявляется, по существу, одно принципиальное требование: вал должен быть сконструирован так, чтобы каждая деталь на нем проходила при сборке до места посадки без натяга. Поэтому, если две (или больше) детали устанавливают на вал с одной стороны, то не рекомендуется применять вал одного диаметра при посадке с натягом. Установка первой детали усложняется, а посадка второй детали после

прохождения первой ослабляется. В таком случае диаметр вала под первую деталь должен быть больше диаметра под вторую деталь.

Трудоемкость технологии изготовления вала должна быть наименьшей. Изготовление гладких валов и осей значительно проще ступенчатых. Поэтому там, где возможно, валы и оси нужно конструировать гладкими. Кроме простоты конструкции и меньшей стоимости изготовления у гладких валов есть еще одно преимущество: у них почти отсутствуют концентраторы напряжений (кроме шпоночных канавок и посадок с натягом). Недостатком гладких валов является применение посадок по системе вала и неудобство посадки деталей с гарантированным натягом.

Ступенчатые валы не имеют недостатков, свойственных гладким валам, но изготовление их значительно сложнее и дороже.

Чтобы не увеличивать номенклатуру резцов, радиусы галтелей и углы фасок на одном валу должны быть по возможности одинаковыми. Для выхода резьбонарезного инструмента и шлифовального круга нужно предусмотреть проточки, желательно одинаковой ширины.

Если на валу имеется несколько шпоночных канавок, то для удобства фрезерования они должны располагаться на одной образующей вала и иметь одинаковую ширину. При фрезеровании шлицев и шпоночных пазов дисковыми фрезами следует предусмотреть выход инструмента. Величина выхода фрезы зависит от глубины фрезерования и диаметра фрезы и определяется графически.

Поперечные отверстия на валах должны быть круглыми или овальными, но не с малыми диаметрами и не прямоугольными.

Продольные пазы на шлифованной поверхности крайне нежелательны, так как в этом случае трудно получить точную геометрическую форму таких участков вала.

На торцах и уступах валов делают фаски для удобства сборки и притупления острых кромок. Размеры фасок принимают из стандартного ряда: 0,4; 0,6; 1,0; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0 мм.

Поперечные отверстия на валах, термически обрабатываемых с нагревом ТВЧ, во избежание оплавления кромок следует оформлять фасками.

Для уменьшения расхода металла, а также снижения трудоемкости обработки величину перепадов диаметров ступеней необходимо делать минимальной.

Диаметры посадочных ступеней должны иметь стандартные значения. Призматическую шпонку после посадки ее в паз вала вынимать крайне нежелательно. Это вынуждает принимать такие перепады диаметров, которые не мешали бы свободному проходу по валу через шпонку других деталей. Сегментные шпонки легко вставляются в паз вала и вынимаются. Поэтому применение их вместо призматических иногда позволяет уменьшить перепад диаметров соседних участков вала.

Установкой упорных колец также удастся уменьшить перепад диаметров.

Крайне нежелательны узкие кольцевые буртики на валах и особенно на средних участках вала. Эти буртики приводят к увеличению диаметра заготовки. Везде, где это возможно (по условию усталостной прочности вала или по условию осевой нагрузки на его буртик), их следует заменять пружинными кольцами или врезными полукольцами.

Существенное снижение расхода металла можно получить, применяя пустотелые валы. Заготовками для них служат стальные трубы. О размерах экономии можно судить по данным табл. 10.

Таблица 10

d_0 / d_1	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
d_1 / d	1,01	1,02	1,05	1,10	1,19	1,47
Экономия, %	15	22	29	39	49	61

Из таблицы видно, что если вместо сплошного вала диаметром d применить пустотелый вал с наружным диаметром d_1 и внутренним d_0 диаметром, то при одинаковом моменте сопротивления можно уменьшить расход металла. При этом наружный диаметр увеличивается незначительно, а экономия существенная.

6. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ВАЛОВ

6.1. Пример расчета промежуточного вала коническо-цилиндрического редуктора

Вал (рис. 15) изготовлен методом резания из стали 45 с механическими характеристиками: $\sigma_B = 900$ МПа, $\sigma_{-1} = 380$ МПа, $\sigma_T = 650$ МПа, $\tau_{-1} = 230$ МПа.

В коническом зубчатом зацеплении с диаметром колеса $d_1 = 180$ мм действуют силы: $F_{t1} = 1694$ Н, $F_{r1} = 187$ Н, $F_{a1} = 572$ Н. В цилиндрическом прямозубом зацеплении с делительным диаметром зубчатого колеса $d_2 = 85,5$ мм: $F_{t2} = 3564$ Н, $F_{r2} = 1287$ Н.

Размеры участков вала найдены на первом этапе эскизного проектирования и равны следующим значениям: $a = 85$ мм, $b = 100$ мм, $l = 250$ мм.

Из уравнения равновесия получим значения опорных реакций в двух плоскостях (горизонтальной и вертикальной): $R_{1x} = 3029,84$ Н; $R_{2x} = 2228,16$ Н; $R_{1y} = 980,54$ Н; $R_{2y} = 119,46$ Н.

$$R_{1x}l - F_{t2}(l - a) - F_{t1}b = 0;$$

$$-R_{1x}l + F_{t1}(l - b) + F_{t2}a = 0;$$

$$R_{2y}l - F_{t2}(l - a) + F_{a1}\frac{d_1}{2} + F_{r1}a = 0;$$

$$R_{1y}l - F_{t2}(l - a) + F_{r1}b - F_{a1}\frac{d_1}{2} = 0.$$

Крутящий момент на колесах:

$$T_1 = F_{t1}\frac{d_1}{2} = 1694 \cdot \frac{0,18}{2} = 152,46 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_1 = T_2 = 152,46 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

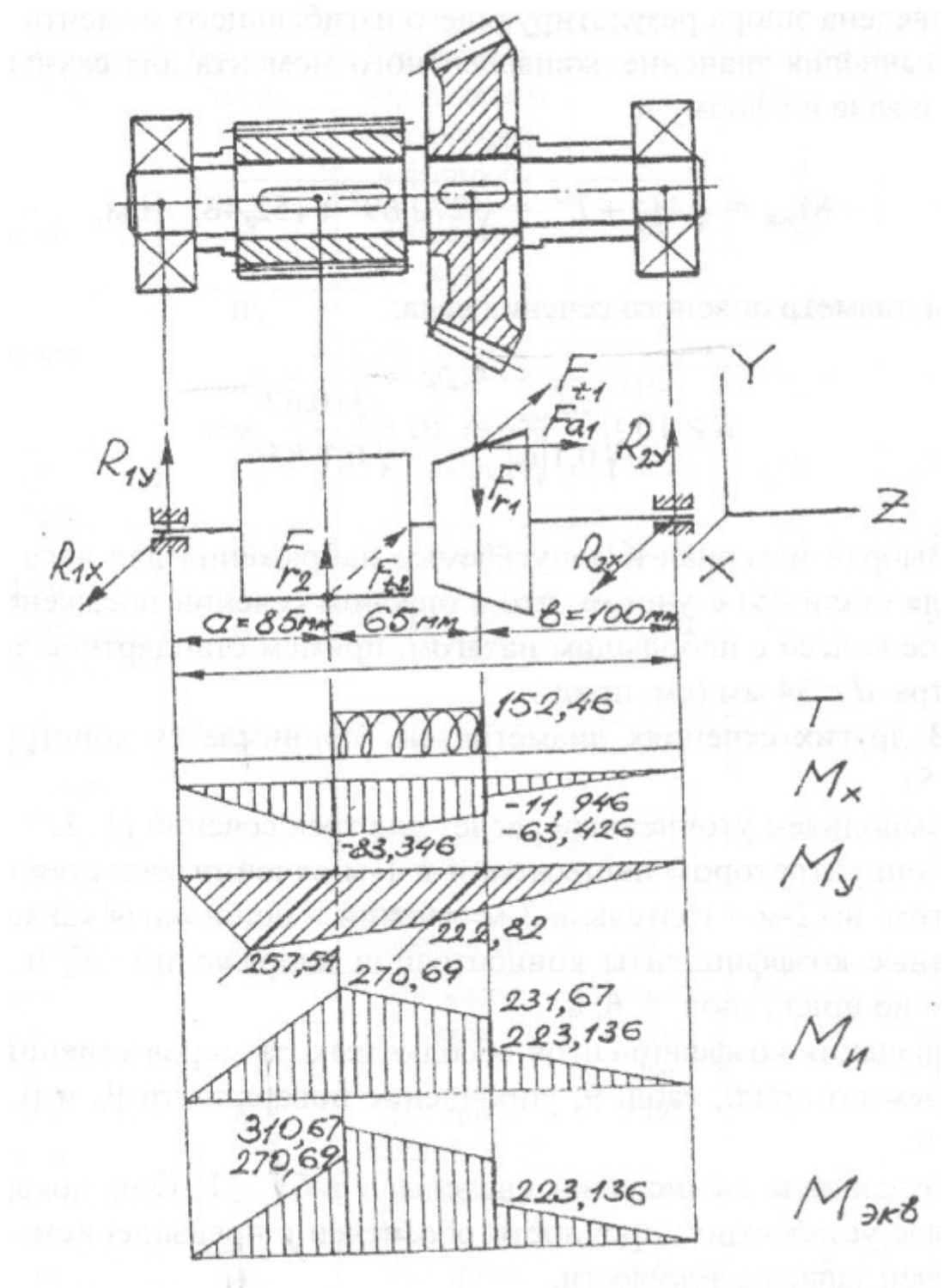


Рис. 15. Расчетная схема промежуточного вала коническо-цилиндрического редуктора

На рис. 15 приведена схема нагружения вала и эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Здесь же приведена эпюра результирующего изгибающего момента.

Вычислив значение эквивалентного момента для случая реверсивного вала по формуле

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_u^2 + T^2} = \sqrt{270,69^2 + 152,46^2} \text{ Н}\cdot\text{м},$$

найдем диаметр опасного сечения вала:

$$d \geq 10 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1 [\sigma]}} = 10 \sqrt[3]{\frac{310,67}{0,1 \cdot 85}} \text{ мм}.$$

Выбрав материал и допускаемые напряжения для вала (например, для стали 45) с учетом, что в опасном сечении посажено на вал зубчатое колесо с небольшим натягом, примем стандартное значение диаметра $d = 34$ мм (см. прил.),

В других сечениях диаметр вала принимается конструктивно (рис. 15).

Выполняем уточненный расчет для трех сечений (1, 2, 3).

Концентратором напряжений в 1-м сечении является посадка с натягом, во 2-м – галтель, в 3-м сечении – шпоночная канавка. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ принимаем по прил., табл. 5, 6, 8.

Значения коэффициентов абсолютных размеров сечения ε_σ и ε_τ выбираем по прил., табл. 9, упрочнение поверхности β_σ и β_τ прил., табл. 10.

Результаты вычислений сведены в табл. 11. Они показывают, что запас усталостной прочности обеспечен с превышением, а также обеспечен запас по текучести.

Таблица 11

Расчет вала по коэффициенту запаса усталостной прочности

Наименование параметров	Обозначение	Указание по определению параметров и формулы	Сечение вала по рис. 1–15		
			1	2	3
Диаметр вала, мм	d	По эскизу вала	34	34	34
Моменты сопротивления, мм ³	W_x	$0,1d^3$ Прил., табл. 2	3333	3860	3333
	W_p	$0,1d^3$ Прил., табл. 2	7190	7720	7190
Изгибающий момент, Н · м	$M_{из}$	По эпюре $M_{из}$	270,69	270,67	270,67
Крутящий момент, Н · м	T	По эпюре T	152,46	152,46	152,46
Амплитудное напряжение при изгибе, МПа	σ_a	$M_{из} / W_x$	81,215	62,35	69,51
Амплитудное напряжение при кручении, МПа	τ_a	T / W_p	21,204	19,75	21,2
Среднее напряжение цикла (для реверсивного вала)	σ_m	Равно нулю	0	0	0
	τ_m	Равно нулю	0	0	0
Концентратор напряжений	—	По эскизу вала	Посадка с натягом	Галтель	Шпоночная канавка
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений	K_σ	По прил., табл. 5, 8, 11	3,00	2,1	1,695
	K_τ	По прил., табл. 6, 12, 9	2,29	1,65	2,05
Коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров	ε_σ	По прил., табл. 9	0,87	0,87	0,87
	ε_τ	По прил., табл. 9	0,76	0,76	0,76
Коэффициенты влияния состояния поверхности	β_σ	По прил., табл. 10	2,1	2,1	2,1
	β_τ	По прил., табл. 10	2,1	2,1	2,1

Окончание табл. 11

Наименование параметров	Обозначение	Указание по определению параметров и формулы	Сечение вала по рис. 1–15		
			1	2	3

Коэффициенты запаса прочности	n_σ	$\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma}}$	2,849	2,849	2,849
	n_τ	$\frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_\tau}}$	7,56	11,264	8,446
	n	$n_\sigma n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}$	2,666	4,797	4,832
Эквивалентное напряжение в опасной точке	$\sigma_{\text{ЭКВ}}$	$\sqrt{\sigma_a^2 + 4\tau_a^2}$	91,62	73,809	81,42
Запас прочности по пределу текучести	n_T	$\sigma_T / \sigma_{\text{ЭКВ}}$	7,094	8,806	7,983
Запас прочности по допускаемому напряжению	n_0	$[\sigma] / \sigma_{\text{ЭКВ}}$	0,928	1,15	1,044

6.2. Оценка вероятности неразрушения вала в опасной зоне

Для вала (рис. 15) в примере 6.1 были определены значения коэффициентов запаса прочности n_σ и n_τ в опасных сечениях. В первом сечении $n_\sigma = 2,849$, $n_\tau = 7,56$; коэффициент запаса прочности $n = 2,666$.

Для того чтобы оценить вероятность неразрушения вала в опасной зоне с учетом нормальных и касательных напряжений, необходимо определить квантиль нормального распределения. Квантиль – это значение случайной величины, соответствующее заданной вероятности. Примем нормальный закон распределения времени безотказной работы.

Квантиль нормального распределения u_p вероятности безотказной работы может быть выражена через запас прочности n с помощью известной формулы

$$u_p = -\frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{(\bar{n})^2 v_{-1д}^2 + v_a^2}}, \quad (22)$$

где $v_{-1д}$, v_a – коэффициенты вариации предела выносливости детали и нагрузки.

Пределы выносливости детали по нормальным и касательным напряжениям взаимосвязаны и коэффициент запаса n_σ существенно меньше коэффициента запаса n_τ . Полный коэффициент вариации предела выносливости детали можно принимать равным лучше изученному коэффициенту вариации предела выносливости по нормальным напряжениям.

Действующие в валах нормальные и касательные напряжения, как правило, взаимосвязаны и нормальные напряжения обычно существенно превосходят касательные. Коэффициент вариации нагрузки можно принимать общим.

Коэффициенты вариации предела выносливости детали по нормальным напряжениям определяют по зависимости

$$v_{-1д}^2 = v_1^2 + v_2^2 + v_3^2, \quad (23)$$

где v_1 – коэффициент вариации предела выносливости деталей из материала одной плавки при отсутствии рассеяния размеров (рассчитывают по формулам или находят по справочной литературе), обычно $v_1 = 0,04 \div 0,1$; v_2 – коэффициент вариации, характеризующий межплавочное рассеяние пределов выносливости образцов, принимаемый в первом приближении равным коэффициенту вариации пределов прочности: $v_2 \approx 0,08$; v_3 – коэффициент вариации теоретического коэффициента концентрации напряжений, приближенно вычисляемый как $v_3 = (0,3 \dots 0,45) v_p$, где v_p – коэффициент вариации радиусов галтелей: $v_p = 0,03 \dots 0,1$.

Примем $v_1 = 0,09$; $v_2 = 0,08$; $v_3 = 0,4 \cdot 0,1 = 0,04$, тогда:

$$v_{-1д}^2 = 0,09^2 + 0,08^2 + 0,04^2;$$

$$v_{-1д}^2 = 0,129.$$

Коэффициент вариации нагрузки устанавливают на основе изучения опыта эксплуатации машин и приводят в литературе по отраслям. Коэффициент вариации v_a может достигать значения 0,3 и доминировать $v_{-1д}$. Причем значение коэффициента вариации $v_a = 0,3$. Подставив значения коэффициентов в формулу (22) получим:

$$u_p = -\frac{2,666 - 1}{\sqrt{2,666^2 \cdot 0,129^2 + 0,3^2}} = -3,65.$$

По таблицам нормального распределения (см.[10]) в зависимости от полученного значения квантили u_p находим, что вероятность безотказной работы вала равна $P = 0,999985$.

При практических расчетах вероятности неразрушения P удобно проверять по графику, построенному по зависимости (22).

Для валов характерно наличие нескольких зон концентрации напряжений, разнесенных по длине. Обычно оценку надежности вала производят по одной опасной зоне. При нескольких близких по напряженности зонах оценку надежности можно получить, определив с помощью формулы (22) вероятность неразрушения в наиболее опасной зоне, а также с помощью той же формулы, но приняв $v_a = 0$, вероятность неразрушения в других опасных зонах. Вероятность безотказной работы вала близка произведению вероятностей неразрушения во всех опасных зонах. Особенности определения вероятностей неразрушения в других опасных зонах связаны с зависимостью отказов в отдельных зонах от нагрузки на деталь.

Оценку надежности можно также получить методом двухпараметрического подобия за счет суммирования наиболее напряженных объемов вала (см. [10]). Для получения более точного решения расчет следует вести на ПК.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Механические характеристики материалов для валов

Марка стали	Диаметр заготовки , мм (не более)	Твердост ь НВ, (не менее)	σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_σ	ψ_τ
			МПа						
Ст. 5	Любой	190	520	280	150	220	130	0	0
20	60	145	400	240	120	170	100	0	0
45	Любой	200	560	280	150	250	150	0	0
	120	240	800	550	300	350	210	0,1	0
	80	270	900	650	390	380	230	0,0	0,05
20X	120	197	650	400	240	300	160	0,05	0
40X	Любой	200	730	500	280	320	200	0,1	0,05
	200	240	800	650	390	360	210	0,1	0,05
	120	270	900	750	450	410	240	0,1	0,05
40XH	Любой	240	820	650	390	360	210	0,1	0,05
	200	270	920	750	450	420	250	0,1	0,05
12XH3A	120	260	950	700	490	420	210	0,1	0,05
12X2H4A	120	300	1100	850	600	500	250	0,15	0,1
18XГТ	60	330	1150	950	660	520	280	0,15	0,1
25X2ГНТ	200	360	1500	1200	840	650	330	0,2	0,1
30XГТ	Любой	270	950	750	520	450	260	0,1	0,05
	120	320	1150	950	660	520	310	0,15	0,1
	60	415	1500	1200	840	650	330	0,2	0,1
38XMЮА	—	57 ÷ 67 HRC	1050	900	—	420	230	—	—

Таблица 2

Моменты сопротивления сплошных круглых сечений валов

d , мм	W_x , мм ³	W_p , мм ³	d , мм	W_x , мм ³	W_p , мм ³
----------	-------------------------	-------------------------	----------	-------------------------	-------------------------

20	789	1571	75	41400	82800
21	909	1818	78	46600	93200
22	1045	2090	80	50300	100500
23	1194	2390	82	54100	108300
24	1357	2710	85	60300	120600
25	1534	3070	88	66900	133800
26	1726	3450	90	71600	143100
28	2160	4310	92	76500	152900
30	2650	5300	95	84200	168300
32	3220	6430	98	92400	184800
34	3860	7720	100	98200	196400
35	4210	8420	105	113700	227000
36	4580	9160	110	130700	261000
37	4970	9950	115	149300	299000
38	5390	10770	120	169600	339000
40	6280	12570	125	191700	383000
42	7270	14550	130	216000	431000
44	8360	16730	135	242000	483000
45	8950	17890	140	269000	539000
46	9560	19110	145	299000	599000
47	10190	20400	150	331000	663000
48	10860	21700	155	366000	731000
50	12270	24500	160	402000	804000
52	13800	27600	165	441000	882000
55	16330	32700	170	482000	965000
58	19160	38800	175	526000	1053000
60	21200	42400	180	573000	1145000
62	23400	46800	185	622000	1243000
65	27000	53900	190	673000	1347000
68	30900	61700	195	728000	1456000
70	33700	67300	200	785000	1571000
72	36600	73300			

Таблица 3

**Моменты сопротивления сплошных круглых сечений валов,
ослабленных пазом для одной стандартной шпонки**

d , мм	W_x , мм ³	W_p , мм ³	A , мм ²	d , мм	W_x , мм ³	W_p , мм ³	A , мм ²
20	655	1440	296	68	27500	58400	3510,0

21	770	1680	328	70	30200	63800	3730,0
22	897	1940	362	72	33000	69700	3950,0
23	1038	2230	398	75	37600	79000	4300,0
24	1192	2550	434	78	42600	89200	4660,0
25	1275	2810	462	80	44700	95000	4860,0
26	1453	3180	503	82	48400	102500	5110,0
28	1855	4010	588	85	54300	114600	5510,0
30	2320	4970	679	88	60600	127500	5910,0
32	2730	5940	764	90	65100	136700	6190,0
34	3330	7190	868	92	67900	144300	6420,0
35	3660	7870	822	95	75300	159400	6860,0
37	3270	9240	1027,0	98	83100	175500	7320,0
38	4660	10040	1086,0	100	88700	186900	7630,0
40	5510	11790	1209,0	105	103700	217000	8444,0
42	6450	13720	1372,0	110	117400	248000	9220,0
44	7250	15610	1458,0	115	135200	285000	10100,0
45	7800	16740	1527,0	120	154800	342000	11020,0
46	8380	17930	1599,0	125	172700	364000	11910,0
47	8980	19170	1672,0	130	195800	412000	12910
48	9620	20500	1747,0	135	221000	462000	13950
50	10650	22900	1884,0	140	248000	517000	150301
52	12100	25900	2040,0	145	272000	571000	16070
55	14510	30800	2300,0	150	303000	634000	17230
58	16810	36000	2540,0	155	336000	702000	18430
60	18760	40000	2730,0	160	372000	774000	19670
62	20900	44300	2920,0	165	409000	850000	20900
65	24300	51200	3220,0	170	450000	932000	22300

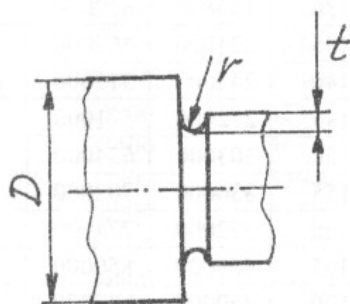
Таблица 4

Моменты сопротивления сечений валов с прямобочными шлицами по ГОСТ 1139–80

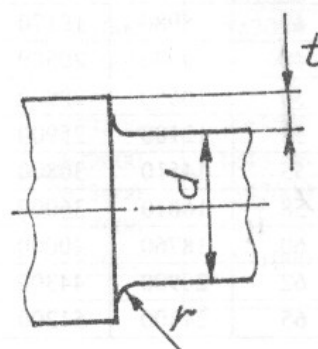
d , мм	Серия											
	легкая				средняя				тяжелая			
	D , мм	b , мм	z , мм	$W_{и}$, мм ³	D , мм	b , мм	z , мм	$W_{и}$, мм ³	D , мм	b , мм	z , мм	$W_{и}$, мм ³
18	—	—	—	—	22	4	6	741	23	2,5	10	790
21	—	—	—	—	25	5	6	1081	26	3	10	1131
23	26	6	6	1367	28	6	6	1502	29	4	10	1650
26	30	6	6	1966	32	6	6	2100	32	4	10	2190
28	32	7	6	2480	34	7	6	2660	35	4	10	2720
32	36	6	8	3630	38	6	8	3870	40	5	10	4190

36	40	7	8	5130	42	7	8	5660	45	5	10	5710
42	46	8	8	8000	48	8	8	8410	52	6	10	8220
46	50	9	8	10460	54	5	8	11500	56	7	10	11900
52	58	10	8	15540	60	10	8	16130	60	5	16	16120
56	62	10	8	18940	65	10	8	19900	65	5	16	19900
62	68	12	8	25800	72	12	8	27600	72	6	16	27600
72	78	12	10	40300	82	12	10	43000	82	7	16	42300
82	88	12	10	57800	92	12	10	60500	92	6	20	56600
92	98	14	10	81300	—	—	—	—	—	—	—	—
102	—	—	—	—	—	—	—	—	115	8	20	119200
112	120	18	10	148800	125	18	10	15630	125	9	20	156600

а



б



Галтели на валах:

а – с канавкой; б – при плавном переходе между ступенями

Галтели на валах:

а – с канавкой; б – при плавном переходе между ступенями

Таблица 5

**Эффективные коэффициенты концентрации напряжений
в месте кольцевой канавки (см. рис. на с. 46)**

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

K_τ	600	1,80	1,60	1,46	1,23	—	—	—
	800	2,0	1,75	1,57	1,28	—	—	—
	1000	2,20	1,90	1,69	1,34	—	—	—
	1200	2,40	2,05	1,81	1,40	—	—	—

Таблица 6

**Эффективные коэффициенты концентрации напряжений
в ступенчатом переходе с галтелью**

$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$	K_σ при σ_b , МПа				K_τ при $\sigma_b < \sigma_b$, МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,3	1,3	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,5	1,6	1,5	1,35	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,40	1,45	1,45	1,5
	0,05	1,60	1,7	1,8	1,95	1,45	1,45	1,5	1,55
	0,10	1,45	1,55	1,65	1,85	1,4	1,4	1,45	1,5
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,80	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,80	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,90	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,10	2,25	2,35	2,50	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Таблица 7

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений

σ_B , МПа	Галтель		Шпоночный паз		Посадка колец подшипников качения		Посадка деталей			
							с натягом		с зазором	
	K_σ	K_τ	K_σ	K_τ	K_σ	K_τ	K_σ	K_τ	K_σ	K_τ
400	2,07	2,12	1,51	1,20	1,94	1,57	1,45	1,26	1,26	1,14
500	2,12	2,18	1,64	1,37	2,15	1,71	1,61	1,39	1,40	1,23
600	2,17	2,24	1,76	1,54	2,36	1,88	1,77	1,50	1,54	1,32
700	2,23	2,30	1,89	1,71	2,58	1,99	1,94	1,60	1,68	1,49

Таблица 8

Коэффициенты концентрации для валов с посаженными деталями

σ_B , МПа	Посадка					
	с натягом		переходная		с зазором	
	K_σ	K_τ	K_σ	K_τ	K_σ	K_τ
400	1,94	1,57	1,45	1,26	1,26	1,14
500	2,15	1,71	1,61	1,39	1,40	1,23
600	2,36	1,88	1,77	1,50	1,54	1,32
700	2,56	1,99	1,94	1,60	1,68	1,41
800	2,69	2,13	2,09	1,71	1,81	1,50
900	3,00	2,29	2,26	1,81	1,96	1,59
1000	3,22	2,43	2,42	1,96	2,10	1,67
1200	3,68	2,72	2,74	2,10	2,38	1,86

Таблица 9

Коэффициенты влияния абсолютных размеров сечения

Вид деформации и материал	Значение ε при диаметре вала d , мм				
	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70
Изгиб для легированной стали и кручение для всех сталей	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62

Таблица 10

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения ($\beta_\sigma = \beta_\tau$)

Вид упрочнения	σ_B , МПа	$\beta_\sigma = \beta_\tau$		
		для гладких валов	при $K < 1,5$	при $K < 1,8 \dots 2,0$
Закалка с нагревом ТВЧ*	600 ÷ 8000	1,5 ÷ 1,7	1,6 ÷ 1,7	2,4 ÷ 2,8
	800 ÷ 1000	1,3 ÷ 1,5	—	—
Дробеструйная обработка	600 ÷ 1500	1,1 ÷ 1,25	1,5 ÷ 1,6	1,7 ÷ 2,1
Накатка роликами	600 ÷ 1500	1,2 ÷ 1,3	1,5 ÷ 1,6	1,8 ÷ 2,0
Цементация	700 ÷ 800	1,4 ÷ 1,5	—	—
	1000 ÷ 1200	1,2 ÷ 1,3	2	—
Азотирование	900 ÷ 1200	1,1 ÷ 1,25	1,5 ÷ 1,7	1,7 ÷ 2,1
Точение	800 ÷ 1200	1	1	1
Шлифование	800 ÷ 1200	1,1 ÷ 1,2	—	—

* Для валов больших размеров эффективность закалки снижается.

Таблица 11

**Эффективные коэффициенты концентрации напряжений
при изгибе и кручении валов со шлицами, шпоночной канавкой,
с резьбой и поперечным отверстием**

σ_b , МПа	Тип концентратора							
	Шлицы		Шпоночная канавка		Метрическая резьба		Поперечное отверстие с диаметром "a"	
	K_σ	K_τ^*	K_σ^{**}	K_τ	K_σ	K_τ	K_σ^{***}	K_τ
600	1,55	2,36/1,47 6	1,46/1,7 6	1,54	1,96	1,54	2,05/1,8 5	1,80
800	1,65	2,55/1,52	1,62/2,0 1	1,88	2,20	1,71	2,10/1,9 0	1,95
1000	1,72	2,70/1,58	1,77/2,2 6	2,22	2,61	2,22	2,20/2,0 0	1,90
1200	1,75	2,80/1,60	1,92/2,5 0	2,39	2,90	2,39	2,30/2,1 0	2,00

* В числителе приведены значения для прямобочных, в знаменателе для эвольвентных шлицев.

** В числителе приведены значения для канавок, полученных пальцевой фрезой, в знаменателе – дисковой.

*** В числителе приведены значения для валов с диаметром отверстия $a = (0,05 \div 0,15) d$, в знаменателе при $a = (0,15 \div 0,25) d$.

Таблица 12

Значения отношения $K_\sigma / \varepsilon_\sigma$ в месте посадки деталей

Диаметр вала, мм	Посадка	Значения $K_\sigma / \varepsilon_\sigma$ при σ_B , МПа						
		500	600	700	800	900	1000	1200
30	H7/r6	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,25
	H7/k6	1,9	2,05	2,25	2,45	2,60	2,8	3,2
	H7/h6	1,6	1,80	1,95	2,10	2,3	2,45	2,75
50	H7/r6	3,05	3,35	3,6	3,95	4,3	4,6	5,2
	H7/k6	2,30	2,50	2,75	3,00	3,2	3,45	3,9
	H7/h6	2,00	2,20	2,40	2,60	2,8	3,0	3,4
100 и более	H7/s6	3,30	3,60	3,95	4,25	4,6	4,9	5,6
	H7/k6	2,45	2,70	2,95	3,20	3,45	4,0	4,2
	H7/h6	2,15	2,35	2,55	2,75	3,0	3,2	3,6

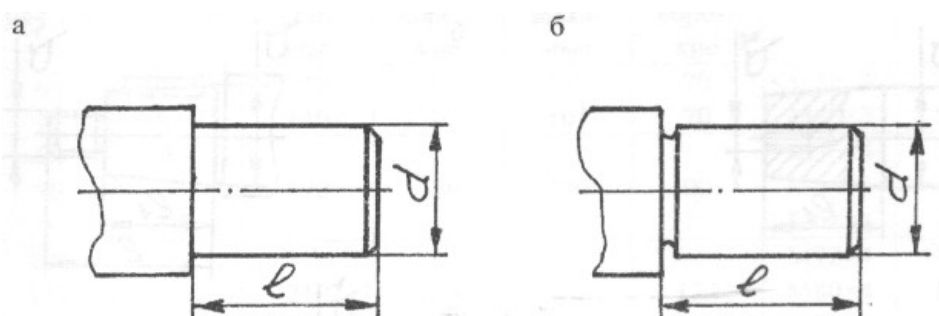
Таблица 13

Значение коэффициентов влияния асимметрии цикла

Коэффициенты	σ_B , МПа				
	250÷550	520÷750	700÷1000	1000÷1200	1200÷1400
ψ_σ (изгиб, растяжение)	0	0,05	0,1	0,2	0,25
ψ_τ (кручение)	0	0	0,05	0,1	0,15

Таблица 14

Основные размеры цилиндрических концов вала, мм



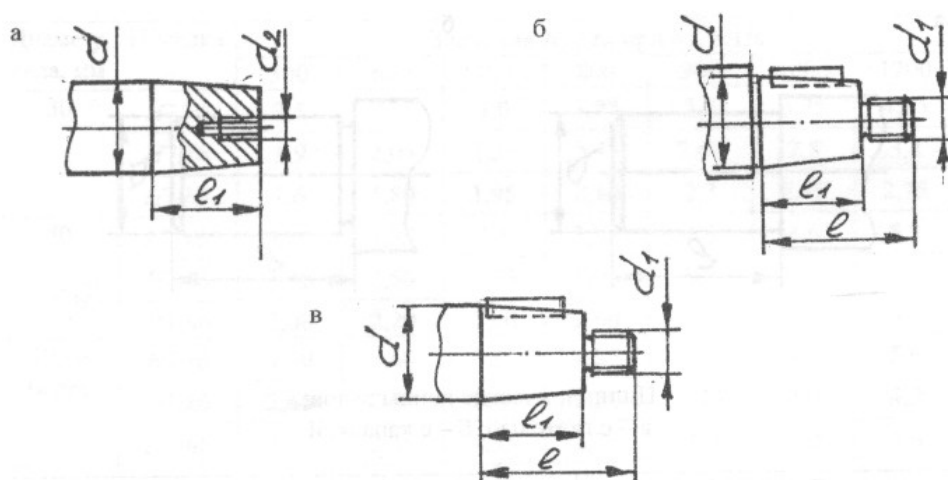
Цилиндрические концы валов:
а – с галтелью; б – с канавкой

Диаметр d		Поле допуска	Длина l	
ряд 1-й	ряд 2-ой		длинные	короткие
6; 7	—	$J 6$	16	—
8; 9	—		20	—
10; 11	—		23	20
12; 14	—		30	25
16; 18	19		40	28
20; 22	24		50	36
25; 28	—		60	42
	30		80	58
32; 36	38	$k 6$	80	58
40; 45	42; 48		110	82
50; 55	53	$m 6$	110	82
60; 70	63; 65; 75		140	105
80; 90	85; 95		170	130
100; 110; 125	105; 120		210	165
140; 160	130; 150		250	200
160; 180	170		300	240

Примечание. ГОСТ 12080–66 предусматривает $d = 0,8 \div 630$ мм; ряд 1-й диаметров является более предпочтительным

Таблица 15

Основные размеры конических концов вала, мм (ГОСТ 12081–72)



Конические концы валов:

а – с резьбовым отверстием; б – с канавкой; в – без канавки

Конические концы валов:

а – с резьбовым отверстием; б – с канавкой; в – без канавки

Диаметр d		l		l_1		d_1	d_2
ряд 1-й	ряд 2-й	длинные	короткие	длинные	короткие		
6; 7	—	16	—	10	—	M4	—
8; 9	—	20	—	12	—	M6	—
10; 11	—	23	—	15	—	M6	—
12; 14	—	30	—	18	—	M8×1	M4
16	—	40	28	28	16	M10×1,25	M4
18	19	40	28	28	16		M5
20; 22	24	50	36	36	22	M12×1,25	M6
25; 28	—	60	42	42	24	M16×1,25	M8
30; 35	—	80	58	58	36	M20×1,5	M10
36	—	80	58	58	36	M20×1,5	M12
—	38	80	58	58	36	M24×2	M12
40	42	110	82	82	54	M24×2	M12
45	48					M30×2	M16
50	—					M36×3	M16
56	55					M36×3	M20

Окончание табл. 15

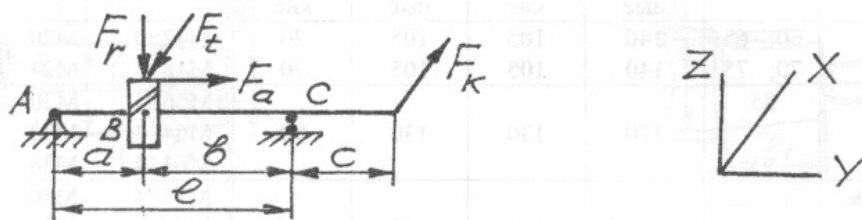
Диаметр d		l		l_1		d_1	d_2
ряд 1-й	ряд 2-й	длинные е	короткие е	длинные е	короткие е		
63	60; 65	140	105	105	70	M42×3	M20
71	70; 75	140	105	105	70	M48×3	M24

80	85					M56×4	M30
90	—	170	130	130	90	M64×4	M30
—	95					M64×4	M36
100	—					M72×4	M36
110	—	210	165	165	120	M80×4	M42
—	120					M90×4	M42
125	—					M90×4	M48
140	130	250	200	200	150	M100×4	—
—	150	250	200	200	150	M100×4	—
160	170	300	240	240	180	M125×4	—
180	—	300	240	240	180	M140×4	—

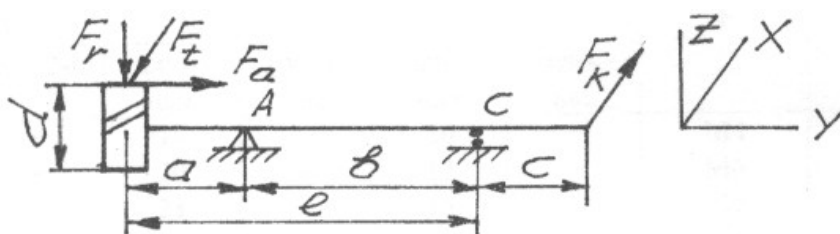
Пр и м е ч а н и е. Ряд 1-й диаметров является более предпочтительным

Таблица 16

**Формулы для определения углов поворота сечений и прогибов
двухпорного вала**



Величина	Действующая сила		
	F_t	F_a	F_k
θ_A	$-F_t \frac{ab(l+b)}{6EJ}$	$-\frac{F_a d}{12 EJ} (2l^2 - 6al - 3a^2)$	$-\frac{F_k l_c}{6EJ}$
θ_B	$F_t \frac{ab(b+a)}{3EJ}$	$-\frac{F_a d}{12 EJ} (2l^2 - 6al - 6a^2)$	$\frac{F_k l_c}{6EJ} (3a^2 - l^2)$
θ_C	$F_t \frac{ab(l+a)}{6EJ}$	$-\frac{F_a d}{12 EJ} (l^2 - 3a^2)$	$\frac{F_k l_c}{3EJ}$
δ_B	$-F_t \frac{a^2 b^2}{3EJ}$	$\frac{F_a da}{12 EJ} (2l^2 - 6al + 4a^2)$	$\frac{F_k ac}{6EJ} (a^2 - l^2)$



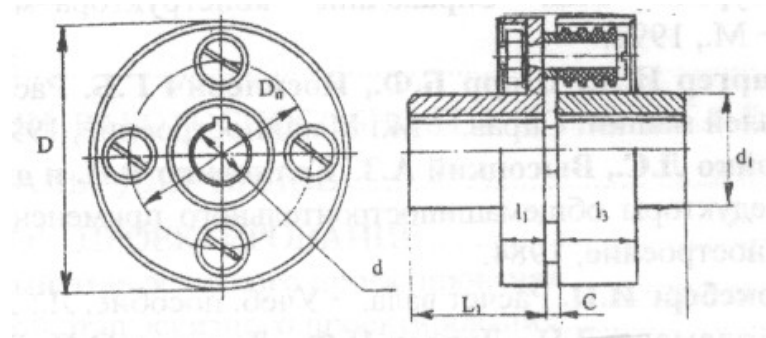
θ_A	$\frac{F_t l_a}{3EJ}$	$-\frac{F_t ld}{6EJ}$	$-\frac{F_k bc}{6EJ}$
θ_B	$\frac{F_k al}{6EJ} (3a + 2l)$	$-\frac{F_a d}{6EJ} (3a + l)$	$-\frac{F_k bc}{6EJ}$
θ_C	$-\frac{F_k al}{6EJ}$	$\frac{F_a d}{12 EJ}$	$-\frac{F_k bc}{3EJ}$
δ_B	$\frac{F_t a^2}{3EJ} (a + l)$	$\frac{F_a da}{6EJ} (3a - 2l)$	$\frac{F_k alc}{6EJ}$

Примечание. 1. Перемещение от силы F_r можно определить точно также, как и от силы F_t .

2. EJ – жесткость сечения вала при изгибе.

Таблица 17

Муфты упругие втулочно-пальцевые (МУВП) по ГОСТ 21424–75



Муфта	T , Н·м	n , об/мин	d , мм	D , мм	D_n , мм	L , мм	L_1 , мм	C , мм	I_1 , мм	I_3 , мм	d_1 , мм
МУВП-16	32	6300	16	90	58	84	40	1–4	25	22	30
МУВП-18	32	6300	18	90	58	84	40	1–4	25	22	30
МУВП-20	55	5600	20	100	68	104	50	1–4	25	22	40
МУВП-22	55	5600	22	100	68	104	50	1–4	25	22	40
МУВП-25	130	4700	25	120	82	125	60	1–5	32	35	52
МУВП-28	130	4700	28	120	82	125	60	1–5	32	35	52
МУВП-30	240	4000	30	140	100	165	80	1–5	32	35	70
МУВП-32	240	4000	32	140	100	165	80	1–5	32	35	70
МУВП-35	240	4000	35	140	100	165	80	1–5	32	35	70
МУВП-36	240	4000	36	140	100	165	80	1–5	32	35	70
МУВП-38	240	4000	38	140	100	165	80	1–5	32	35	70
МУВП-40	450	3350	40	170	120	226	110	2–6	42	45	80
МУВП-42	450	3350	42	170	123 0	226	110	2–6	42	45	80
МУВП-45	450	3350	45	170	120	226	110	2–6	42	45	80
МУВП-48	700	3000	48	190	140	226	110	2–6	42	45	100
МУВП-50	700	3000	50	190	140	226	110	2–6	42	45	100
МУВП-55	700	3000	55	190	140	226	110	2–6	42	45	100
МУВП-60	110 0	2650	60	220	170	286	140	2–6	42	45	120
МУВП-65	110 0	2650	65	220	170	286	140	2–6	42	45	120

Нормальные диаметры (мм) по ГОСТ 6636–60:

6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 34, 35, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 58, 60, 62, 65, 68, 70, 72, 75, 78, 80, 82, 85, 88, 90, 92, 95, 98, 100, 105, 110, 115, 120, 125, 130, 135, 140, 145, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250.

Диаметры шеек вала в местах посадки подшипников (мм):

5, 6, 7, 8, 9, 10, 12, 15, 17, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора–машиностроителя. Т.2. – М., 1992.
2. **Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б.** Расчет на прочность деталей машин: Справ. – М.: Машиностроение, 1993.
3. **Бойко Л.С., Высоцкий А.З., Галиченко Э.Н. и др.** Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: Справ. – М.: Машиностроение, 1984.
4. **Боксберг И.П.** Расчет вала. – Учеб. пособие. Л.: ЛТА, 1963.
5. **Варламова Л.П., Дунаев П.Ф., Леликов О.П.** Расчет и конструирование упругих муфт. Принципы создания комбинированных муфт. – М.: МВТУ, 1977.
6. **Гузенков П.Г.** Детали машин. – М.: Высш. шк., 1982.
7. **Дунаев П.Ф., Леликов О.П.** Детали машин. Курсовое проектирование. – М., 1984.
8. **Кудрявцев В.Н., Кузьмин И.С., Филипенков А.Л.** Расчет и проектирование зубчатых редукторов. – СПб.: Политехника, 1993.
9. **Леликов О.П.** Расчет валов на ЭВМ. – М.: МВТУ, 1986.
10. **Святков С.Н., Штенникова Н.А., Данилов В.Г. и др.** Детали машин: Руководство к курсовому проектированию. – Л.: ЛТА, 1973.
11. **Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З.** Надежность машин. – М.: Высш. шк., 1988.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
1. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ВАЛОВ.....	6
2. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ВАЛОВ.....	7
3. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ.....	8
3.1. Первый этап эскизного проектирования.....	9
3.2. Второй этап эскизного проектирования	15
4. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ.....	17
4.1. Предварительный расчет вала.....	17
4.2. Расчет вала на усталостную прочность.....	27
5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ.....	29
5.1. Концевые участки валов.....	29
5.2. Быстроходные валы.....	32
5.3. Промежуточные валы.....	33
5.4. Тихоходные валы.....	34
5.5. Технологические условия конструирования.....	36
6. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ВАЛОВ.....	39
6.1. Пример расчета промежуточного вала коническо-цилиндрического редуктора.....	39
6.2. Оценка вероятности неразрушения вала в опасной зоне.....	43
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	46
Список литературы.....	60

Глухих Владимир Николаевич
Хрусталева Инесса Владимировна
Шляховецкий Давид Валентинович

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ В РЕДУКТОРАХ

Методические указания
к курсовому проекту для студентов
всех специальностей всех форм обучения

Редактор
Л.Г. Лебедева

Корректор
Н.И. Михайлова

Компьютерная верстка
Н.В. Гуральник

Подписано в печать 27.12.2006. Формат 60×84 1/16
Печать офсетная. Усл. печ. л. 3,49. Печ. л. 3,75. Уч.-изд. л. 3,5
Тираж 250 экз. Заказ № С 97

СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9
ИПЦ СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9