

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ И ПИЩЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**



В.Н. Глухих, А.А. Прилуцкий

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ

Учебное пособие

Санкт-Петербург
2010

УДК 621.81
ББК 34.445
Г 55

Глухих В.Н., Прилуцкий А.А.

Г 55 **Расчет и проектирование валов:** Учеб. пособие. – СПб.: СПбГУ-
НиПТ, 2010. – 76 с.

ISBN 978-5-89565-206-0

Изложена методика конструирования валов, включая эскизное проектирование, конструирование валов и проверку их прочности. Приведены примеры расчета и конструирования валов червячно-цилиндрического редуктора.

Пособие предназначено для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению «Машиностроение» и по специальностям «Техника и физика низких температур», «Холодильная и криогенная техника и кондиционирование».

УДК 621.81
ББК 34.445

Рецензенты

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет (доктор техн. наук, проф. Б.С. Хрусталеv)

Доктор техн. наук, проф. В.В. Сергеевичев (Санкт-Петербургская государственная лесотехническая академия им. С.М. Кирова)

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом университета

ISBN 978-5-89565-206-0

© Санкт-Петербургский государственный
университет низкотемпературных
и пищевых технологий, 2010

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВАЛОВ	6
2. МАТЕРИАЛЫ ВАЛОВ	7
3. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ	8
3.1. Первый этап эскизного проектирования.....	9
3.2. Определение расчетной длины консольных участков вала.....	12
3.3. Определение длины участков валов цилиндрического редуктора ..	14
3.4. Определение расчетных длин участков червячного вала	16
4. РАДИАЛЬНАЯ КОНСОЛЬНАЯ НАГРУЗКА	18
5. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ.....	22
5.1. Расчет вала на сопротивление усталости	24
5.2. Проектный расчет вала.....	29
6. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ЖЕСТКОСТЬ.....	30
7. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПРЯМЫХ ВАЛОВ	36
8. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ	39
8.1. Шероховатость поверхностей валов.....	42
8.2. Обозначение термической обработки	44
8.3. Допуски формы и допуски расположения поверхностей	44
9. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ВАЛОВ ЧЕРВЯЧНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА	49
9.1. Эскизное проектирование редуктора (I этап).....	50
9.2. Определение опорных реакций.....	57
9.3. Конструирование валов редуктора	65
9.4. Проверка прочности промежуточного вала.....	68
9.5. Построение эпюр моментов для тихоходного вала и проверка его прочности	71
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	77

ВВЕДЕНИЕ

В учебном пособии изложена методика выполнения первого этапа эскизного проектирования редуктора, выполнены расчеты и конструирование всех валов на примере червячно-цилиндрического редуктора.

Результатом первого этапа эскизной разработки является получение величин расчетных размеров участков валов между центрами зубчатых колес, подшипников и местами приложения нагрузок к валам редуктора. Это необходимо для определения опорных реакций, величин изгибающего момента в сечениях и для выполнения проектного и проверочного расчета валов. Расчет и конструирование валов является началом второго этапа эскизного проектирования редуктора. Вначале выполняют предварительный расчет валов, затем их конструктивную разработку, а после этого проверяют расчет.

1. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВАЛОВ

Критериями работоспособности валов являются их прочность и жесткость.

Под прочностью понимают способность валов сопротивляться действию постоянных и переменных по величине и направлению нагрузок без разрушения. Прочность валов оценивается следующими способами:

- сравнением фактического напряжения $\sigma_{\text{экв}}$ 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 опасном сечении детали. При этом нужно знать предельное напряжение для материала.

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

Валы, рассчитанные по критерию прочности, не всегда обеспечивают нормальную работу машин из-за недостаточной жесткости. При действии нагрузок в валах появляются деформации в виде прогибов, углов поворота сечений при изгибе, углов закручивания при кручении. Сконструированный 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.

Большие перемещения сечений валов при изгибе могут вызвать заклинивание подшипников. Изгибная и крутильная жесткость 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. Наибольшую опасность для конструкции будет представлять резонанс напряжений и перемещений. В червячно-цилиндрическом редукторе проверка жесткости должна быть выполнена для червячного вала.

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 в докритической области частот $n \leq 0,7 n_{кр}$, а в закритической области $n \leq 1,3 n_{кр}$.

2. МАТЕРИАЛЫ ВАЛОВ

Валы изготавливают из углеродистых сталей марок 20, 30, 35, 40, 45, 50, легированных сталей марок 20X, 40X, 40XН, 18X2Н4А, 40XН2МА, 38ХМЮА, 30ХГТ, 12ХН3А и др., высококачественных модифицированных чугунов, титановых сплавов ВТ-1, ВТ-6, ВТ-9. Характеристики некоторых материалов приведены в табл. 1.

Выбор материала, вида и режима термической и термохимической обработки определяется конструкцией вала и опор, условиями 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 изготавливают по этой причине из цементируемых сталей 12ХН3А, 12Х2Н4А и др. Валы под насадные зубчатые колеса редукторов выполняют из улучшенных сталей 45 (255÷285 НВ) и 40Х (269÷302 НВ).

Таблица 1

Механические характеристики сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм (не более)	Твердость НВ, (не менее)	Механические характеристики					Ψ_{τ}
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	
Ст 5	Любой	190	520	280	150	220	130	0,06
45	120	240	780	540	290	360	200	0,09
	80	270	900	650	390	410	230	0,10
40 Х	200	240	790	640	380	370	210	0,09
	120	270	900	750	450	410	240	0,10
40 ХН	200	270	920	750	450	420	230	0,10
20 Х	120	197	650	400	240	310	170	0,07
12ХН3А	120	260	950	700	490	430	240	0,10
18ХГТ	60	330	1150	950	660	500	280	0,12

Участки валов, контактирующие с уплотнительными манжетами, должны иметь твердость поверхности не менее 30 НРС.

Для ответственных тяжело нагруженных валов применяют легированные стали 40ХНМА, 25ХГТ и др. Для мало нагруженных валов используют углеродистые стали без термообработки. Валы без термообработки изготавливают из сталей 35, 40, Ст 5, Ст 6, 40Х, 40ХН, 30ХН3А, с термообработкой – из сталей 45, 50.

3. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Расчет валов на изгиб и кручение без предварительного компоновочного эскизного чертежа не представляется возможным. Эскизную компоновку редуктора делают после окончания расчета передач. Эскизный чертеж выполняют в масштабе 1:1 или, в крайнем случае, 1:2. Чертежи обычно вычерчиваются в одной или двух проекциях,

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.

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 принимают 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 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 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 в виде простых фигур, как это показано на рис. 1, вычерчивают в масштабе контуры элементов передач. Все размеры передач берутся из расчета, который был сделан ранее.

Для цилиндрических зубчатых передач ширину ведущей шестерни в каждой ступени следует назначать на 4÷5 мм больше, чем ширину ведомого колеса. Необходимые конструктивные размеры, рекомендуемые к использованию на первом этапе эскизного проектирования различных типов редукторов, приведены в табл. 2.

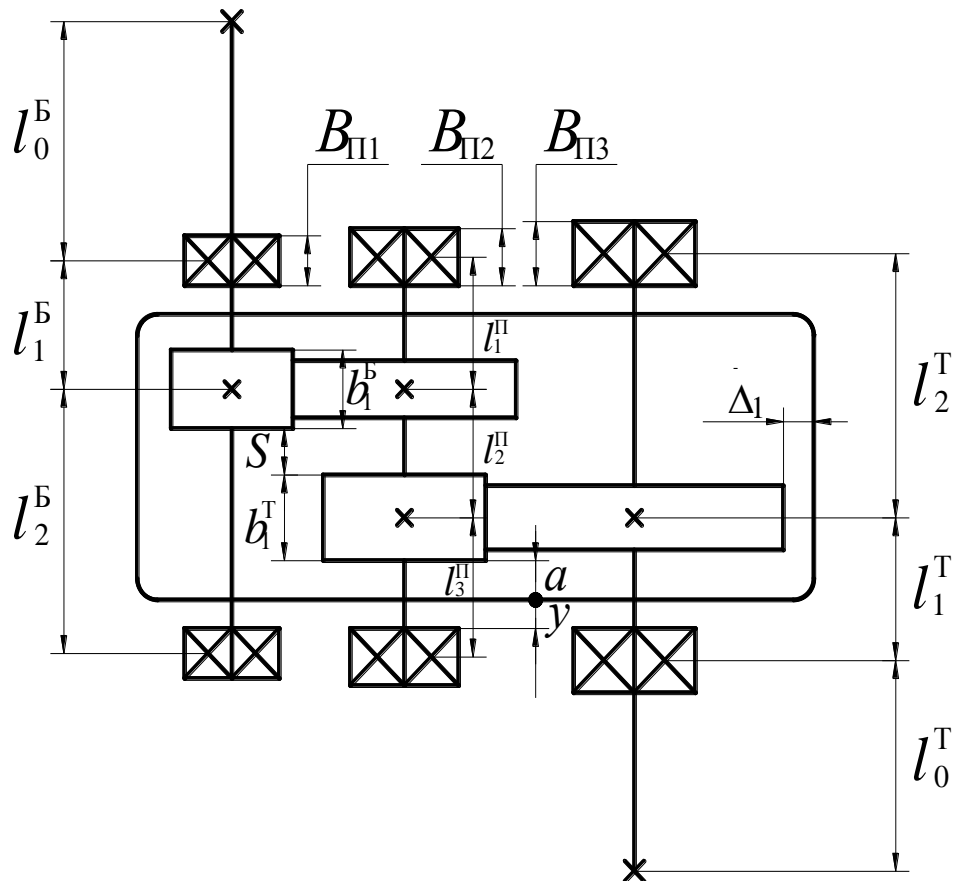


Рис. 1. Схема двухступенчатого цилиндрического редуктора

Габариты подшипников качения назначаются на первом этапе ориентировочно – по ширине $B_{П} = 18 \div 27$ мм и по диаметру наружных колец $D = 70 \div 120$ мм. Меньшие размеры здесь рекомендуются для быстроходных (входных) валов. Большие для тихоходных (выходных) валов редукторов средних размеров общего назначения ($a_w \leq 350$ мм).

Для промежуточных валов двухступенчатых редукторов принимают усредненные значения.

Перед размещением подшипников нужно решить вопрос об их смазке. Систему смазки выбирают в зависимости от скорости вращения зубчатых колес. При скорости до 2,5 м/с смазка разбрызгиванием

не обеспечивает смазку подшипников, поэтому для них рекомендуется консистентная смазка. Размер «у» (см. рис. 1) в этом случае определяется шириной мазеудерживающего кольца.

Таблица 2

Размеры к схемам на первом этапе эскизной компоновки редуктора

Обозначение	Наименование	Величина
a	Расстояние от торца вращающейся детали до внутренней стенки редуктора	$a \cong \sqrt[3]{L} + 3$, мм
a_1	То же для червячных редукторов	$a_1 \cong \sqrt[3]{L} + 3$, мм
b	Рабочая ширина ведомого колеса в рассматриваемой ступени передач	Определяется из расчета зубчатой пары на прочность
b_1	Ширина ведущей шестерни	Определяется из расчета зубчатой пары на прочность
B_K	Ширина червячного колеса	Определяется расчетом
B_{II}	Ширина подшипников качения	На первом этапе эскизной компоновки: $B_{II} = 25 \div 30$ мм. На втором этапе эскизной компоновки величина B_{II} принимается из ГОСТа на подшипники качения
S	Расстояние между колесами на промежуточном валу в редукторах, выполненных по развернутой схеме	$S = 10 \div 15$
Δ_1	Наименьший размер между вершинами зубьев колеса и внутренней поверхностью корпуса редуктора	$\Delta_1 \geq 1,2 \delta$ δ – толщина стенки корпуса редуктора
δ	Толщина стенки корпуса редуктора	Для одноступенчатого: $\delta = 0,025 a_w + 1$ мм, для двухступенчатого: $\delta = 0,025 a_w + 3$ мм,
L_1	Расстояние между подшипниками консольного вала	$L_1 = 100 \div 180$ мм (в среднем в зависимости от габаритов редуктора)

Обозначение	Наименование	Величина
L	Расчетное расстояние между подшипниками (пролет вала)	Выбирается для каждого вала на основании эскизных компоновочных схем редукторов. Для вала червяка $L_{ч} = (0,8 \div 1,0)D_{чк}$
L_{12}	Расчетное расстояние между подшипниками червячного редуктора	Определяется по эскизной компоновочной схеме
y	Расстояние от торца подшипника качения до внутреннего контура стенки корпуса редуктора	$y = 10 \div 15$ мм в среднем при густой смазке выбирается в зависимости от конструкции мазеудерживающего кольца
x_1	Высота крышки подшипника с головкой болта	Выбирается в зависимости от конструкции крышки, типа уплотнения и способа закрепления подшипника
$l_1, l_2, l_3 \dots$	Расчетная длина участков валов	Определяется при эскизной компоновке валов
x_2	Расстояние от вращающихся деталей до неподвижной крышки	$x_2 = 15 \div 20$ мм
x_3	Длина участка вала, на котором установлена вращающаяся деталь	Выбирается в зависимости от длины ступицы и способа закрепления детали на валу
l_0	Расчетная длина консольного участка вала	Определяется при эскизном проектировании редуктора с нахождением диаметра сечения консольной ступени вала
Δ	Расчетное расстояние от вращающейся детали на консольном участке вала редуктора до опоры	Назначается конструктивно на основании эскизной компоновки редуктора на первом этапе

3.2. Определение расчетной длины консольных участков вала

На этом этапе определяют расчетную длину консольных участков быстроходного и тихоходного валов (рис. 1). В существующих Государственных стандартах 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 $0,8 \div 1,0$ 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 величине крутящего момента:

– для быстроходного вала

$$d_K^B \geq (7 \div 8) \sqrt[3]{T_B}; \quad (1)$$

– для тихоходного вала

$$d_K^T \geq (5 \div 6) \sqrt[3]{T_T}, \quad (2)$$

где T_B , T_T – значения крутящего момента на быстроходном и тихоходном валах в Ньютон-метрах (Н·м).

По вычисленной величине диаметра принимают его стандартное значение, для которого там же содержится стандартная длина цилиндрической (или конической) ступени вала.

Расчетную длину консольного участка на примере быстроходного вала (рис. 2) можно вычислить по формуле:

$$l_0^B = \frac{l_{CT}^B}{2} + \Delta + \frac{B_{П1}}{2}, \quad (3)$$

где l_{CT}^B – стандартная длина консольной ступени вала, соответствующая диаметру сечения d_K^B ; Δ – расстояние от опоры вала до вращающейся детали (табл. 1); $B_{П1}$ – ширина подшипника качения быстроходного вала (табл. 1); $B_{П2} = 18$ мм.

Аналогично находят расчетную длину консольного участка тихоходного вала:

$$l_0^T = \frac{l_{CT}^T}{2} + \Delta + \frac{B_{П3}}{2}, \quad (4)$$

где $l_{\text{СТ}}^T$ – стандартное значение длины консольной ступени вала, соответствующее диаметру ее сечения, определяемого по формуле (2); Δ – конструктивный размер, обеспечивающий гарантированное расстояние между вращающейся деталью на валу и головками болтов, крепящих крышку подшипника. Принимается на первом этапе эскизного проектирования (табл. 1), $\Delta = 20 \div 30$ мм; $B_{\text{ПЗ}} = 27$ мм.

Стандартом предусмотрены два исполнения длины $l_{\text{СТ}}$ – длинное и короткое. Из этих двух значений выбирают то, которое соответствует длине ступицы, насаживаемой на эту ступень детали.

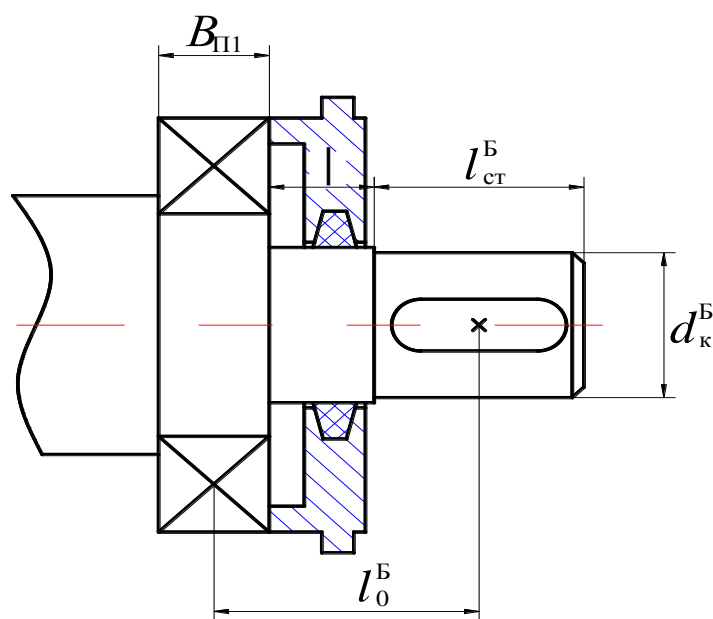


Рис. 2. Расчетная схема консольного участка быстроходного вала

Например, если на консольную ступень вала планируется разместить полумуфту, тогда длину этой ступени нужно согласовать с длиной ступицы полумуфты выбранной муфты по справочным таблицам, а если звездочку цепной передачи, то длину ступицы этой звездочки нужно назначить при конструировании равной одной из стандартных длин ступени вала.

3.3. Определение длины участков валов цилиндрического редуктора

Для решения этой задачи потребуется схема расположения всех основных деталей в редукторе (см. рис.1).

Принимая конструктивные размеры $a, y, S, B_{П1}, B_{П2}, B_{П3}$ (табл. 1) и расчетные значения ширины шестерен быстроходной $l_{СТ}^Б$ и тихоходной $l_{СТ}^Т$ зубчатых пар, находят расчетную длину участков:

– быстроходного вала

$$l_1^Б = \frac{B_{П1}}{2} + y + a + \frac{b_1^Б}{2}; \quad (5)$$

$$l_2^Б = \frac{b_1^Б}{2} + S + b_1^Т + a + y + \frac{B_{П1}}{2}; \quad (6)$$

– промежуточного вала

$$l_1^П = \frac{B_{П2}}{2} + y + a + \frac{b_1^Б}{2}; \quad (7)$$

$$l_2^П = \frac{b_1^Б}{2} + S + \frac{b_1^Т}{2}; \quad (8)$$

$$l_3^П = \frac{b_1^Т}{2} + a + y + \frac{B_{П2}}{2}; \quad (9)$$

– тихоходного вала

$$l_1^Т = \frac{B_{П3}}{2} + y + a + \frac{b_1^Т}{2}; \quad (10)$$

$$l_2^Т = \frac{b_1^Т}{2} + S + b_1^Б + a + y + \frac{B_{П3}}{2}. \quad (11)$$

Полученные численные значения расчетных длин участков рекомендуется округлить до целых.

Минимальные значения некоторых конструктивных размеров, рекомендуемых в табл. 1, могут быть определены расчетом. Чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор $a \approx \sqrt[3]{L} + 3$, где L – расстояние между внешними поверхностями деталей передач (см. рис.1).

Такое же расстояние можно принимать между внутренней поверхностью стенки корпуса и торцом ступицы колеса.

Расстояние a определяет также расстояние от торца подшипника качения до внутреннего контура стенки корпуса редуктора.

Расстояние S между торцевыми поверхностями шестерен быстроходной и тихоходной зубчатых пар редуктора, выполненного по развернутой схеме: $S = (0,3 \div 0,5) a$.

В двухступенчатых соосных редукторах между торцевыми поверхностями шестерни быстроходной ступени и колеса тихоходной ступени расположены два подшипника опор валов. Расстояние l_x между зубчатыми колесами определяют по соотношению: $l_x = 3a + B_{П1} + B_{П3}$ (рис. 3).

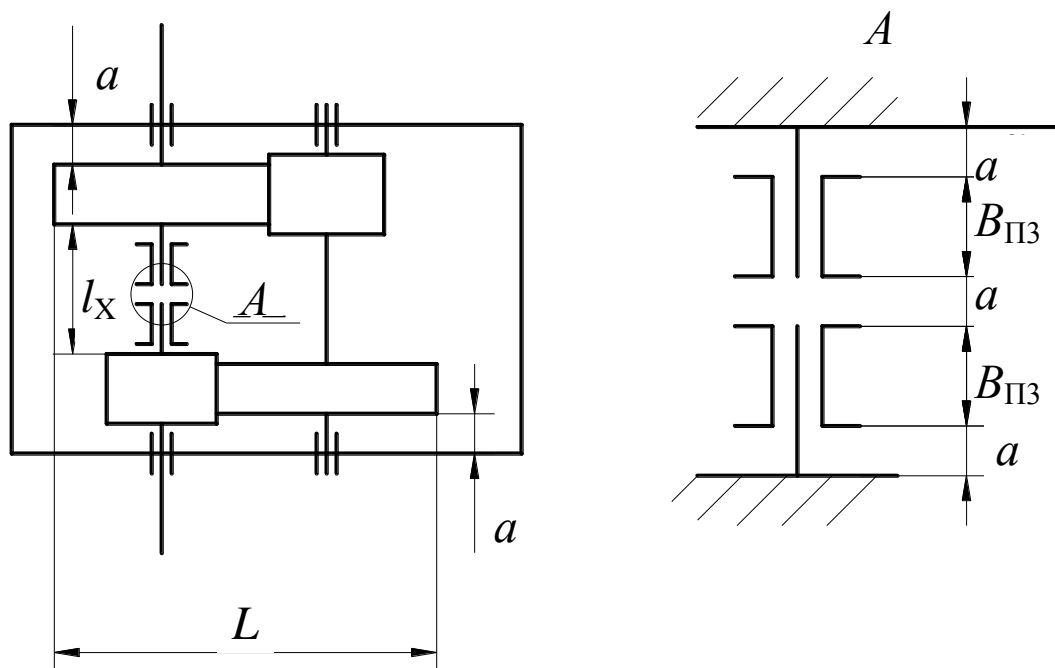


Рис. 3. Схема соосного редуктора

3.4. Определение расчетных длин участков червячного вала

Расчетную длину участков червячного вала необходимо определять с учетом соблюдения необходимого зазора между зубьями червячного колеса и корпусами подшипников червячного вала (рис. 4).

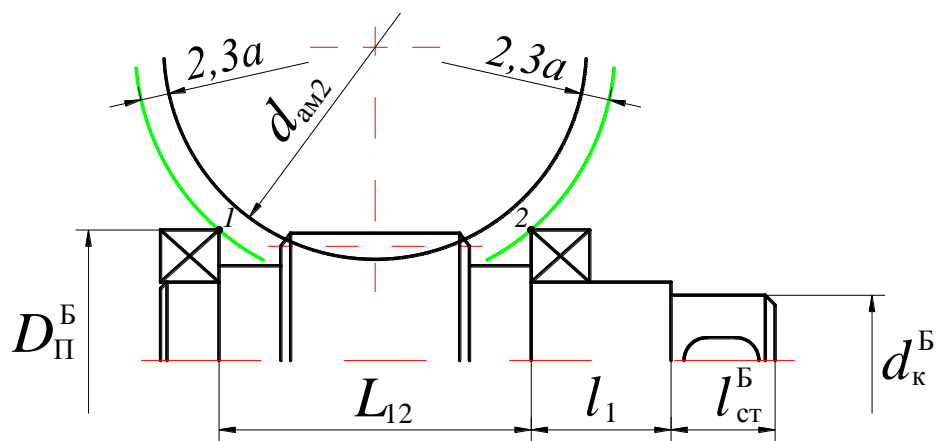


Рис. 4. Схема для определения расстояния между подшипниками червячного вала

Эту схему (рис. 4) чертят в масштабе 1:1, выполнив предварительно расчеты по нахождению диаметра наружного кольца подшипников червячного вала (рис. 5).

α

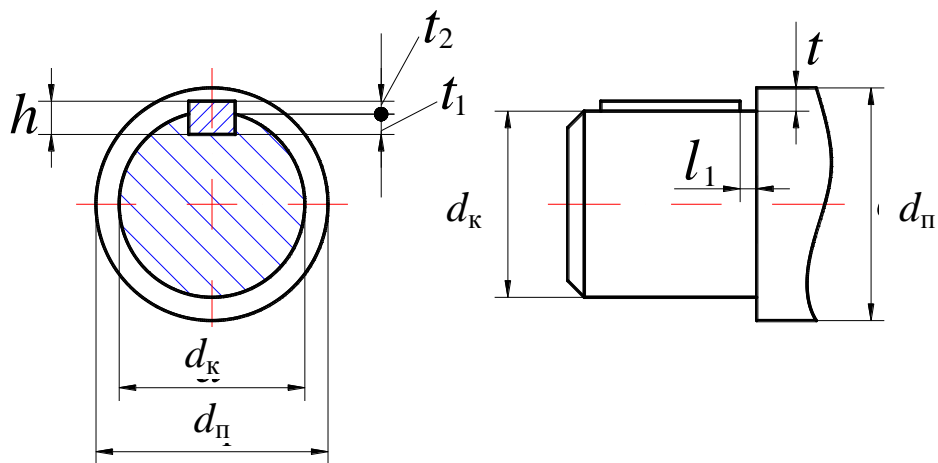


Рис. 5. Схема консольного участка вала

Минимально возможный диаметр отверстия внутреннего кольца подшипников находим из соотношения:

$$d_{\Pi}^B \geq d_K^B + 2t_2, \quad (12)$$

что вызывает необходимость предварительного выбора шпонки на консольном участке (рис. 5) и установления, таким образом, стандартного значения величины t_2 . В результате подстановки t_2 и найденного по формуле (1) значения d_k^B в уравнение (12) и округления полученного значения до стандартного из ряда диаметров внутреннего кольца подшипника выбираем предварительно роликовый конический подшипник и выписываем из таблиц диаметр его наружного кольца. Откладывая в масштабе на рис. 4 от продольной оси червячного вала в сторону к центру червячного колеса отрезок, равный половине диаметра наружного кольца выбранного подшипника, проводим прямую параллельно оси червяка. Затем радиусом, равным сумме половины диаметра окружности головок зубьев червячного колеса и зазора между корпусом подшипника и зубьями червячного колеса, равного $2,3a$, т. е. $R = \frac{d_{am2}}{2} + 2,3a$, проводим окружность. Эта окружность пересекается с проведенной прямой в двух точках 1 и 2, расстояние между которыми L_{12} в масштабе есть минимально возможное расстояние между подшипниками червячного вала (см. рис. 4). Тогда расчетная длина обоих участков этого вала одинакова и составляет:

$$l_1^B = l_2^B = \frac{L_{12}}{2} + \frac{B_{\text{Пш}}}{2}. \quad (13)$$

4. РАДИАЛЬНАЯ КОНСОЛЬНАЯ НАГРУЗКА

Обычно машины выполняют из отдельных узлов или агрегатов. Взаимная установка таких узлов не может быть идеально точной вследствие погрешностей изготовления и монтажа, особенностей конструкции узлов и деформации валов при работе.

Различают следующие возможные смещения соединяемых валов: радиальное, угловое и осевое (рис. 6). При установке, например, электродвигателя и редуктора на общей раме точность относительного расположения соединяемых муфтой валов определяют все три возможных смещения. Предельные отклонения регламентируются соответствующими стандартами.

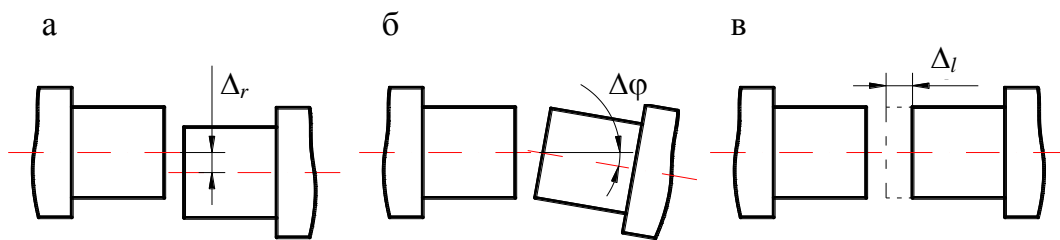


Рис. 6. Схемы несоосности валов:
а – радиальной; б – угловой; в – осевой

При соединении муфтами неточно расположенные валы принудительно приводят к единому целому путем деформирования самих валов и опор. Валы и опоры оказываются при этом нагруженными дополнительными силами и моментами, которые могут намного превосходить по значению полезные нагрузки.

Стандартом ГОСТ 16162-85E регламентируется радиальная консольная нагрузка для различных случаев (табл. 3).

Таблица 3

Значения радиальных консольных нагрузок на валах редукторов по ГОСТ 16162-85E

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: $F_K = 125 \sqrt{T_T}$ $F_K = 125 \sqrt{T_T}$
	Остальные типы редукторов: $F_K = 250 \sqrt{T_T}$
Максимальная радиальная консольная нагрузка на быстроходном валу	Одноступенчатые и многоступенчатые зубчатые редукторы при $T_B \leq 25$ Н·м: $F_K = 50 \sqrt{T_B}$
	Многоступенчатые зубчатые редукторы при $25 \leq T_B \leq 250$ Н·м и червячные редукторы: $F_K = 80 \sqrt{T_B}$
	Многоступенчатые зубчатые редукторы при $T_B \geq 250$ Н·м и планетарные редукторы всех типов: $F_K = 125 \sqrt{T_B}$, где T_B , T_T - крутящие моменты на быстроходном и тихоходном валах, Н·м

При наличии в приводе муфт, тип которых приведен в табл. 4, или цепной передачи расчет консольных нагрузок выполняют по формулам из табл. 4, 5.

Таблица 4

Значения радиальных консольных нагрузок на валах редукторов при передаче вращения муфтой

Тип муфты	Величина радиальной консольной нагрузки F_K , Н
Кулачковая дисковая	$F_K = (0,3 \div 0,7) \frac{T_B}{D};$ $F_K = (0,3 \div 0,7) \frac{T_T}{D},$ <p>где D – наружный диаметр муфты, м.</p>
Муфта с призматиче- ским сухарем	$F_K = (0,2 \div 0,5) \frac{T_B}{B};$ $F_K = (0,2 \div 0,5) \frac{T_T}{B},$ <p>где B – длина площади контакта сухаря с полумуфтами, м</p>
Втулочно- пальцевая	$F_K = (0,4 \div 0,7) \frac{T_B}{D_{II}};$ $F_K = (0,4 \div 0,7) \frac{T_T}{D_{II}},$ <p>где D_{II} – диаметр окружности расположения центров пальцев, м</p>
Зубчатая	$F_K = 0,3 \frac{T_B}{l};$ $F_K = 0,3 \frac{T_T}{l},$ <p>где l – расстояние от конца зубчатого сочленения до торца муфты, м</p>
Кулачковая	$F_K = 2 \frac{T_B}{D}; \quad F_K = 2 \frac{T_T}{D},$ <p>где D – диаметр муфты, м</p>
Цепная	$F_K = 0,67 \frac{T_B}{D_0}; \quad F_K = 0,67 \frac{T_T}{D_0},$ <p>где D_0 – диаметр звездочки, м</p>

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

Тип передачи	Величина консольной нагрузки, Н
Плоскоременная	$F_K = (5 \div 6) \frac{T_B}{D_2};$
Клиноременная	$F_K = (3,2 \div 8,5) \frac{T_B}{D_2}, F_K = (3,2 \div 8,5) \frac{T_B}{D_2}$ <p>где D_2 – диаметр ведомого шкива, м. Меньшие значения применяют при окружной скорости $V = 1 \div 5$ м/с, большие – при $V = 25 \div 30$ м/с</p>
Цепная	$F_K = (2,3 \div 2,4) \frac{T_T}{D_0},$ <p>где D_0 – диаметр звездочки на тихоходном валу редуктора, м. Меньшие значения применяют при вертикальных передачах, большие – при горизонтальных</p>

Направление радиальной консольной 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 ГОСТ8592-71.

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.

5. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ

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. 7, а, б) и опорах скольжения (рис. 7, в).

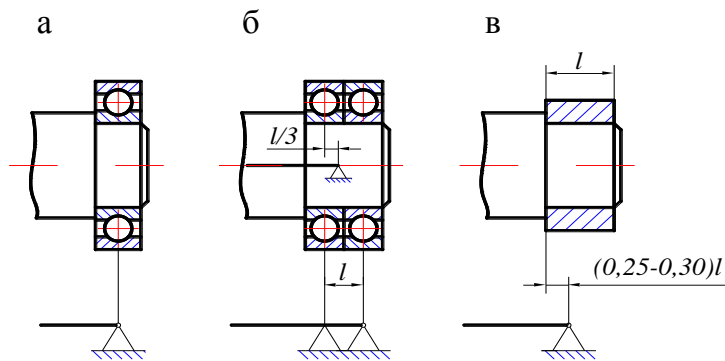


Рис. 7. Схемы опор валов:
а, б – на подшипниках качения;
в – на подшипниках скольжения

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.

После определения диаметров сечений и длин участков вала, а также его конструктивных элементов производят расчет вала на прочность.

Расчет выполняют в такой последовательности: на основе результатов эскизного проектирования и по разработанному чертежу вала составляют расчетную схему, на которую наносят все внешние силы, нагружающие вал, приводя плоскости их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной XOZ и вертикальной YOZ). Затем определяют опорные реакции в этих плоскостях.

В этих же плоскостях строят эпюры изгибающих моментов $M_{гор}$ и $M_{верт}$, эпюру крутящего момента T . Предположительно намечают опасные сечения, исходя из эпюр моментов, размеров сечений вала и концентраторов напряжений. Обычно это сечения, в которых приложены внешние силы, моменты, реакции опор или места изменения размеров сечения вала, нагруженные моментами. Проверяют прочность вала в опасных сечениях.

Проверку вала на статическую прочность выполняют для предупреждения появления пластических деформаций в период кратковременных перегрузок (например, при пуске, разгоне, реверсировании, срабатывании предохранительного устройства).

Величина перегрузки зависит от конструкции передачи. Так, при наличии предохранительной муфты перегрузка определяется моментом, при котором эта муфта срабатывает. При отсутствии предохранительной муфты возможную перегрузку принимают равной перегрузке при пуске приводного электродвигателя.

В расчетах используют коэффициент перегрузки

$$K_{\Pi} = \frac{T_{\max}}{T},$$

где T_{\max} – максимальный кратковременно действующий момент; T – номинальный (расчетный) вращающий момент. Для асинхронных электродвигателей $= 2,2 \div 2,9$.

При расчете определяют в рассматриваемом сечении касательные напряжения при действии максимальных нагрузок:

$$\sigma = 10^3 \frac{M_{\max}}{W_X} + \frac{F_{\max}}{A}, \quad \tau = 10^3 \frac{T_{\max}}{W_K},$$

где $M_{\max} = K_{\Pi} \sqrt{M_{гор}^2 + M_{верт}^2}$ – результирующий изгибающий момент, Н·м; $T_{\max} = K_{\Pi} \cdot T$ – крутящий момент, Н·м; $F_{\max} = K_{\Pi} \cdot F$ – осевая сила, Н (если она есть в задаче); W_X, W_K – моменты сопротивления сечения вала при изгибе и кручении, мм³; A – площадь поперечного сечения вала, мм².

Коэффициенты запаса прочности по пределам текучести:

$$S_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma}, \quad S_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau}, \quad (14)$$

где σ_T , τ_T – пределы текучести материала вала (см. табл. 1).

Коэффициент запаса прочности вала по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных напряжений:

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} S_{T\tau}}{\sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}}. \quad (15)$$

Статическая прочность считается обеспеченной, если $S_T \geq [S_T]$, где $[S_T] = 1,3 \div 2$.

5.1. Расчет вала на сопротивление усталости

По завершении конструирования вала выполняют проверочный расчет по коэффициенту запаса усталостной прочности.

Уточненные расчеты на сопротивление усталости отражают влияние разновидности цикла напряжений, механических характеристик материала вала, размеров, формы и состояния поверхности. Шпоночные пазы, резьбы под установочные гайки, отверстия под установочные винты, посадки деталей с натягом, а также канавки и резкие изменения сечений вала уменьшают его усталостную прочность. Поэтому, если вал имеет небольшой запас по сопротивлению усталости, следует избегать использования элементов, вызывающих концентрацию напряжений.

Расчет заключается в определении коэффициента запаса прочности, минимально допустимое значение которого принимают в диапазоне $[S] = 1,5 \div 2,5$ в зависимости от ответственности конструкции и последствий разрушения вала, точности определения нагрузок и напряжений, уровня технологии изготовления и контроля.

Для каждого из намеченных предположительно опасных сечений вала определяют коэффициент запаса прочности S :

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (16)$$

где S_σ, S_τ – коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям, определяемым по формулам:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1D}}{(\sigma_a + \Psi_{\sigma D} \sigma_m)}; \quad (17)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1D}}{(\tau_a + \Psi_{\tau D} \tau_m)}, \quad (18)$$

где σ_a, τ_a – амплитудные напряжения циклов; σ_m, τ_m – средние напряжения циклов; $\Psi_{\sigma D}, \Psi_{\tau D}$ – коэффициенты влияния асимметрии циклов напряжений.

Нормальные напряжения в сечениях вала при его вращении изменяются по симметричному циклу: $\sigma_a = \sigma_{\max}, \sigma_m = 0$, а касательные напряжения – по отнулевому циклу: $\tau_a = \frac{\tau_K}{2}, \tau_m = \frac{\tau_K}{2}$. Тогда

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a}. \quad (19)$$

Амплитудные напряжения циклов в исследуемом сечении вычисляют по формулам:

$$\sigma_a = \frac{10^3 M}{W_X}, \quad \tau_a = \frac{10^3 T}{(2W_K)}, \quad (20)$$

где $M = \sqrt{M_{\text{гор}}^2 + M_{\text{верт}}^2}$ – результирующий изгибающий момент, Н·м; T – крутящий момент в сечении, Н·м; W_X, W_K – моменты сопротивления сечения вала при изгибе и кручении, мм³.

Пределы выносливости вала в исследуемом сечении:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}, \quad (21)$$

где σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости стандартных образцов при симметричном цикле изгиба и кручения (см. табл. 1); $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ – коэффициенты снижения предела выносливости.

Значения коэффициентов $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ определяют из зависимостей:

$$K_{\sigma D} = \frac{\left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right)}{K_v}, \quad (22)$$

$$K_{\tau D} = \frac{\left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right)}{K_v}, \quad (23)$$

где K_{σ} , K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений (табл. 6, 7, 8); $K_{d\sigma}$, $K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл. 9); $K_{F\sigma}$, $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества поверхности (табл. 10); K_v – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 11).

Значения коэффициентов K_{σ} и K_{τ} берут из таблиц: для ступенчатого перехода с галтелью – из табл. 6; для шпоночного паза – из табл. 7; для шлицевых и резьбовых участков валов – из табл. 8.

Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используют отношения $\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}}$ и $\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}}$ (табл. 12).

При наличии в исследуемом сечении нескольких источников концентрации напряжений учитывают наиболее опасный из них (с наибольшим значением $K_{d\sigma}$ или $K_{d\tau}$).

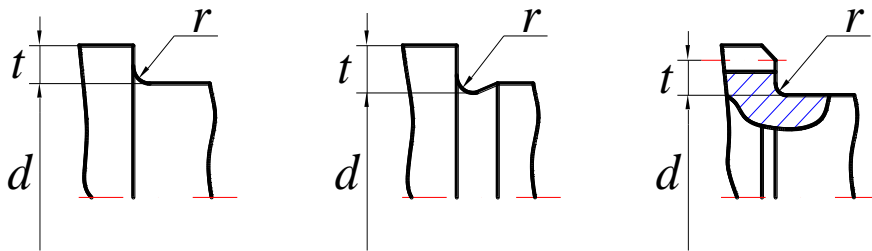
Коэффициент влияния асимметрии цикла для рассматриваемого сечения вала:

$$\Psi_{\tau D} = \frac{\Psi_{\tau}}{K_{\tau D}},$$

где Ψ_{τ} – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений (см. табл. 1).

Таблица 6

Значения коэффициентов K_{σ} и K_{τ} для ступенчатого перехода с галтелью



$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$	K_{σ} при σ_B , МПа				K_{τ} при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	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	1,75	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,5

Таблица 7

Значения коэффициентов K_{σ} и K_{τ} для шпоночного паза

σ_B , МПа	K_{σ} при выполнении паза фрезой		K_{τ}
	концевой	дисковой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,65	1,9	2,4

Таблица 8

**Значения коэффициентов K_{σ} и K_{τ}
для шлицевых и резьбовых участков вала**

σ_B , МПа	K_{σ} для		K_{τ} для шлицев		K_{τ} для резьбы
	шлицев	резьбы	прямоугольных	эвольвентных	
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,35
700	1,6	2,2	2,5	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

Таблица 9

Значения коэффициентов $K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$

Вид деформации и материал	$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ при диаметре вала d , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59
Кручение для всех сталей	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

Таблица 10

Значения коэффициентов $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$

Вид механической обработки	Параметр шероховатости R_a , мм	$K_{F\sigma}$ при σ_B , МПа		$K_{F\tau}$ при σ_B , МПа	
		≤ 700	> 700	≤ 700	> 700
Шлифование тонкое	до 0,2	1	1	1	1
Точение тонкое	0,2÷0,8	0,99÷0,93	0,99÷0,91	0,99÷0,96	0,99÷0,95
Шлифование чистовое	0,8÷1,6	0,93÷0,89	0,91÷0,86	0,96÷0,94	0,95÷0,92
Точение чистовое	1,6÷3,2	0,8÷0,86	0,86÷0,82	0,94÷0,92	0,92÷0,89

Таблица 11

Значения коэффициентов K_v

Вид упрочнения поверхности вала	Значения K_v при		
	$K_\sigma = 10$	$K_\sigma = 1,1 \div 1,5$	$K_\sigma \geq 1,8$
Закалка ТВЧ	1,3 ÷ 1,6	1,6 ÷ 1,7	2,4 ÷ 2,8
Азотирование	1,15 ÷ 1,25	1,3 ÷ 1,9	2,0 ÷ 3,0
Накатка роликами	1,2 ÷ 1,4	1,51 ÷ 1,7	1,82 ÷ 2
Дробеструйный наклеп	1,11 ÷ 1,3	1,4 ÷ 1,5	1,6 ÷ 2,5
Без упрочнения	1,0	1,0	1,0

Таблица 12

Значения отношений $\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}$ и $\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$ в местах установки
на валу деталей с натягом

Диаметр вала d , мм	$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}$ при σ_B , МПа				$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$ при σ_B , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,6	3,3	4,0	5,1	1,5	2,0	2,4	3,05
40	2,75	3,5	4,3	5,4	1,65	2,1	2,6	3,25
50	2,9	3,7	4,5	5,7	1,75	2,2	2,7	3,4
60	3,0	3,85	4,7	5,95	1,8	2,3	2,8	3,55
70	3,1	4,0	4,85	6,15	1,85	2,4	2,9	3,7
80	3,2	4,1	4,95	6,3	1,9	2,45	3,0	3,8
90	3,3	4,2	5,1	6,45	1,95	2,5	3,05	3,9
100	3,35	4,3	5,2	6,6	2,0	2,55	3,1	3,95

Примечание. При установке с натягом колец подшипников табличное значение следует умножить на 0,9.

5.2. Проектный расчет вала

Используя заданные внешние нагрузки и расчетные длины всех участков вала, найденные при эскизном проектировании, строят эпюры изгибающих и крутящего моментов, определяют результирующий

изгибающий момент $M = \sqrt{M_{\text{гор}}^2 + M_{\text{верт}}^2}$ и эквивалентный момент $M_{\text{экв}} = \sqrt{M^2 + T^2}$ в опасном сечении вала.

Выбирают материал для вала и определяют допускаемое напряжение

$$[\sigma] = (0,05 \div 0,08) \sigma_B,$$

где σ_B – предел прочности материала вала (см. табл. 1), МПа.

Если не исключен вариант конструкции вала в виде шестерни, тогда вал будет изготовлен из того же материала, что и шестерня. Предполагаемый диаметр вала в сечении под шестерней можно найти по формуле (d в мм):

$$d \geq 10^3 \sqrt{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma]}}. \quad (24)$$

Затем проверяют соотношения диаметров $\frac{d_{f_1}}{d}$. Если $\frac{d_{f_1}}{d} \leq 1,6$, то принимают к конструированию совместную сложную деталь в виде вала-шестерни. Если $\frac{d_{f_1}}{d} > 1,6$, то вал и шестерня могут быть сконструированы как две отдельные детали из соответствующих материалов.

Далее разрабатывают конструкцию вала, либо вала-шестерни с установлением всех размеров сечений, участков и конструктивных элементов, после чего выполняют проверочный расчет предполагаемых опасных сечений по коэффициенту запаса прочности, по пределу текучести и по коэффициенту запаса усталостной прочности. При необходимости делают проверку вала по условию жесткости.

6. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ЖЕСТКОСТЬ

Упругие перемещения валов оказывают неблагоприятное влияние на работу связанных с ними соединений (шлицевых, прессовых и др.), подшипников, зубчатых колес и других деталей. Они увеличивают концентрацию напряжений и износ деталей, снижают сопротивление усталости деталей и соединений, понижают точность механизмов и т. п.

Большие угловые перемещения сечений вала от изгиба могут привести к выходу из строя конструкций опор вследствие заклинивания подшипников.

При проектировании валов нужно проверять прогибы и углы поворота сечений по условиям жесткости.

Для вычисления перемещений сечений валов можно воспользоваться энергетическим методом (при использовании теоремы Кастилиано) или методом начальных параметров.

Допускаемые значения прогибов и углов поворота сечений зависят от требований, предъявляемых к конструкции, и от особенностей ее работы (табл. 13).

Таблица 13

**Допускаемые величины углов поворота сечений валов
в местах расположения деталей**

Название детали, насаженной на вал	[Θ], рад
Подшипники качения	
шариковые однорядные	0,005
шариковые сферические	0,05
роликовые цилиндрические	0,0025
роликовые конические	0,0016
Подшипники скольжения	0,001
Зубчатые колеса	0,001÷0,002

Максимальный прогиб валов, несущих зубчатые колеса, не должен превышать 0,0002÷0,0003 от длины пролета вала (расстояние между опорами), а допускаемый прогиб под колесами составляет:

– для цилиндрических передач

$$[f] = 0,01m;$$

– для конических, гипоидных и глобоидных передач

$$[f] = 0,005m.$$

Здесь m – модуль зацепления.

Если потребуется проверить вал из условия жесткости при кручении, то следует воспользоваться значением допускаемого угла закручивания, которое тоже зависит от требований и условий работы конструкции и находится в пределах 0,2÷1° на метр длины вала.

Наклон сечения вала на опорах приводит к относительному перекосу внутреннего и наружного колец подшипников и, как следствие, к уменьшению их долговечности. Исходя из условия уменьшения долговечности подшипника не более чем на 20 % и учитывая возможные погрешности расположения поверхностей деталей подшипниковых узлов, в качестве допускаемых принимают следующие значения углов наклона сечений вала: 0,00176 рад – для радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников; 0,00051 рад – для радиальных с короткими цилиндрическими роликами; 0,000334 рад – для роликовых конических.

Вследствие упругих деформаций валов сопряженные зубчатые колеса перекашиваются одно относительно другого, что приводит к неравномерному распределению нагрузки по длине зуба. При этом основное влияние оказывает угол наклона сечения вала, вызванный действием окружных сил F_t .

Основными факторами, определяющими допускаяемый перекос зубчатых колес, является коэффициент ширины зуба ψ_{ba} и средняя твердость НВ тихоходного колеса зубчатой пары. В расчетах можно принять при термической обработке: при цементации НВ = 600; при закалке током высокой частоты (ТВЧ) НВ = 400; при улучшении НВ = 270.

С увеличением ψ_{ba} и НВ уменьшаются размеры передачи (межосевое расстояние и пропорциональные ему диаметры колес), возрастают силы в зацеплении и, как следствие, значительно увеличиваются углы наклона сечений вала. Нормы перекоса (в рад), например, для валов одноступенчатого редуктора можно определить из зависимости:

$$[\theta] = \frac{0,1 \cdot 10^3 \psi_{ba} \text{ НВ}}{600}. \quad (25)$$

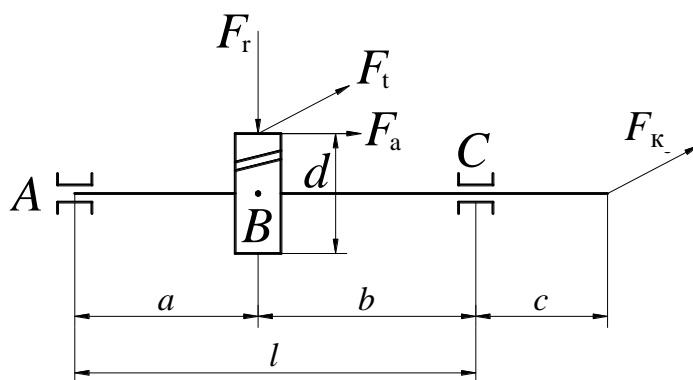
Для достижения требуемой жесткости вала при установке на нем зубчатых колес высокой твердости (НВ = 400÷600) необходимо значительно увеличить его диаметр по сравнению с диаметром вала для улучшенных колес (НВ = 270). На практике возможное увеличение диаметра для твердых передач ограничено из-за необходимости нарезания на валу зубьев шестерни. Исходя из фактически возможного увеличения диаметра вала в 1,1÷1,2 раз, устанавливают

нормы перекося, в соответствии с которыми широким колесам при высокой твердости зубьев приходится назначать большие допускаемые углы наклона сечений вала. Так, например, приняв $\psi_{ba} = 0,315$ получим: если $HВ = 270$, то $[\theta] = 0,000016$ рад; если $HВ = 400$, то $[\theta] = 0,000023$ рад; если $HВ = 600$, то $[\theta] = 0,000035$ рад.

В табл. 14 и 15 приведены формулы для вычисления углов поворота и прогибов характерных сечений вала постоянного сечения от сил в зацеплениях и консольной нагрузки.

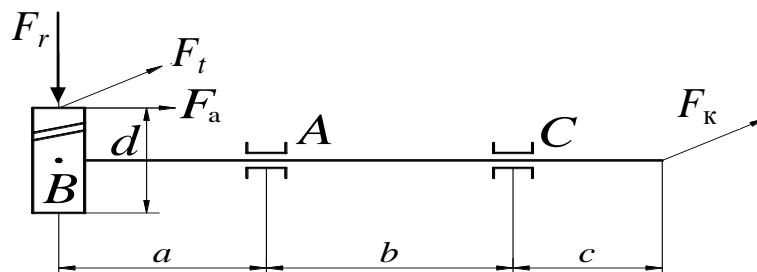
Таблица 14

Формулы для определения углов поворота сечений и прогибов двухопорного вала



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

Формулы для определения углов поворота сечений и прогибов вала с двумя консолями



Величина	Действующая сила		
	F_t	F_a	F_k
θ_A	$\frac{F_t l a}{3 E J}$	$- F_a \frac{l d}{6 E J}$	$-\frac{F_k b c}{6 E J}$
θ_B	$\frac{F_t a}{6 E J} (3 a + 2 l)$	$- F_a \frac{d}{6 E J} (3 a + l)$	$\frac{F_k b c}{6 E J}$
θ_C	$-\frac{F_t a l}{6 E J}$	$\frac{F_a d l}{12 E J}$	$\frac{F_k b c}{3 E J}$
δ_B	$-\frac{F_t a^2}{3 E J} (a + l)$	$\frac{F_a d a}{12 E J} (3 a - 2 l)$	$\frac{F_k a l c}{6 E J}$

Перемещения в каждой плоскости определяют (согласно принципу независимости действия сил) алгебраическим суммированием перемещений от каждой силы.

Для проверки вала на жесткость по углу закручивания при $[\theta] = (4,4 \div 8,8) 10^3$ рад или $0,25 \div 0,5^\circ$ на один метр длины вала пользуются формулой:

$$d \geq (105 \div 125) \sqrt[4]{\frac{N}{n}}, \quad (26)$$

где d – диаметр сечения, мм; N – мощность, кВт; n – частота вращения вала, об/мин.

В тех случаях, когда фактическая деформация превышает допустимую, необходимо увеличить диаметр сечения вала, используя формулу:

$$d = d_0 \sqrt[4]{\frac{\Delta_0}{[\Delta_0]}}, \quad (27)$$

где $[\Delta_0]$ – допускаемая деформация (допускаемый прогиб либо допускаемое угловое перемещение сечения).

За счет применения более качественных сталей и термообработки уменьшить деформацию до допустимого значения невозможно, так как модуль упругости мало зависит от марки стали и термообработки.

В качестве примера рассмотрим расчет на жесткость червячного вала. Этот расчет выполняют с целью предотвращения недопустимой концентрации нагрузки в зоне контакта витков червяка с зубьями червячного колеса.

Прогиб f червячного вала от результирующей радиальной нагрузки в среднем между опорами червяка сечения и от действия радиальной консольной нагрузки (согласно ГОСТ 16162-85Е) приводит к увеличению межосевого расстояния и увеличению радиуса начального цилиндра червяка. Угол наклона витков на деформированном червяке уже не равен углу наклона зубьев червячного колеса, правильность зацепления нарушена, а это вызывает концентрацию нагрузки в зацеплении. По этой причине ограничивают прогиб червяка f в среднем сечении допустимыми значениями $[f] = (0,005 \div 0,008) m$:

$$f = \frac{\sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2 l^3 + 3F_K l^2 l_0^B}}{48EJ_\phi} \leq [f], \quad (28)$$

где l – расстояние между опорами червячного вала; E – модуль упругости материала червяка, МПа; J_ϕ – фиктивный момент инерции, эквивалентный моменту инерции цилиндрического стержня с одинаковой деформацией:

$$J_\phi = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,36 + 0,64 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right). \quad (29)$$

7. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПРЯМЫХ ВАЛОВ

Валы являются необходимыми элементами всевозможных машин. Поэтому различия в размерах, конструктивных формах и условиях работы весьма разнообразны.

Форма вала зависит от способа соединения с валом насаженных на него деталей, от типа и размеров подшипников. Имеющееся в наличии оборудование для изготовления вала также может определять его форму. Например, вал с нарезанными зубьями невозможно изготовить, если он не помещается на зубофрезерном станке. В таких случаях его приходится выполнять с насадными зубчатыми колесами.

Весьма часто приходится менять форму вала в зависимости от условий сборки. Например, раздельная сборка зубчатого колеса и подшипников требует более сложной формы вала, чем в совместная сборка.

Валы, как правило, выполняются ступенчатой формы. К этому приводят, с одной стороны, условия сборки, когда уступы между ступенями вала используются в качестве упоров для деталей, сидящих на валу. С другой стороны, валы ступенчатой формы применяются тогда, когда необходимо обеспечить достаточную прочность при минимальном весе; в этом случае валам стремятся придать форму, наиболее близкую к форме тела равного сопротивления изгибу.

Диаметры сечений валов, на которые должны насаживаться детали, выбирают из нормального ряда диаметров по ГОСТ 6636-60. Это нужно для того, чтобы вал и насаживаемую на него деталь можно было изготовить независимо друг от друга (в разных цехах завода и даже на разных заводах), причем с полной уверенностью в том, что соединение получится требуемой плотности.

Соединения вала с насаженными на него деталями, обеспечивающие передачу крутящего момента и осевых сил, осуществляется различными способами в зависимости от величины и характера нагрузок на вал. Наиболее распространены шпоночные и шлицевые соединения. В менее ответственных случаях применяют штифты, винты, клеммовые соединения, посадки с натягом.

Чтобы деталь могла воспринимать осевые нагрузки, не смещаясь вдоль вала, применяют или уступы на валу, или конусную посадку. В отдельных случаях применяют упор деталей в округленный переход (галтель), а также штифтовые, винтовые, клеммовые соединения.

При конструировании валов, кроме обеспечения прочности, удобства сборки и других основных требований, необходимо максимально упрощать технологию изготовления валов и деталей, соединяемых с ними.

Таким образом, приступая к конструированию вала, необходимо выяснить, какие детали будут насажены на него, какой тип опор является наиболее целесообразным для данного вала, какие нагрузки будут восприниматься деталями на валу. Необходимо также представить себе порядок сборки на валу непосредственно связанных с ним деталей, а также сборки всего узла и, наконец, уточнить условия изготовления вала, т. е. предполагаемые средства производства.

На валы обычно насаживают зубчатые колеса, шкивы, блоки, маховики, звездочки, барабаны, муфты, кулачки, внутренние кольца подшипников качения, распорные или дистанционные втулки, ходовые колеса, а также различные корпусные и специальные детали.

Способы соединения вала с деталями различны. Для соединений, воспринимающих переменные по направлению нагрузки, а в особенности нагрузки с толчками и ударами, применяют соединения с натягом в сочетании со шпонками.

Избегать назначения посадок с натягом нужно в тех случаях, когда деталь должна время от времени заменяться (колеса открытых зубчатых передач, цепные звездочки и др.), так как при повторном насаживании детали на вал поверхность вала в лучшем случае калибруется и последующее соединение с валом сменной детали ослабляется; в худшем же случае на поверхности вала появляется задир.

Если заменяемая деталь передает на вал ударные и меняющиеся по направлению нагрузки, то надежность соединения можно обеспечить не только с помощью натяга, но и с помощью удлинения ступицы, затянутых конусных посадок и др.

В случаях действия на валы умеренных толчков (подъемно-транспортные машины, редукторы, двигатели внутреннего сгорания и т. п.) применяют шлицевые и шпоночные соединения.

Шлицевые соединения применяют в случаях значительных нагрузок, когда шпоночные соединения становятся неприемлемыми из-за недопустимо высоких напряжений смятия. Кроме того, шлицевые соединения применяют при повышенной точности центрирования, а также при необходимости обеспечения осевых перемещений деталей на валу.

Штифты и винты для соединения деталей с валами применяют редко – только для малоответственных и слабо напряженных валов.

Для подшипников качения на валах, как правило, делаются заплечики. При этом минимальная высота заплечиков должна соответствовать размерам скруглений на кольцах подшипников.

Выносливость вала (прочность при переменных напряжениях) в значительной степени зависит от конструктивных форм вала в местах отверстий, пазов, шлицев и др. Эта зависимость объясняется тем, что во всех таких местах возникает концентрация напряжений при изгибе и кручении.

Для повышения усталостной прочности валов применяются различные приемы конструктивного и технологического упрочнения.

Улучшение конструкции заключается в применении рациональной формы, обеспечивающей снижение концентрации напряжений в местах перехода от одной ступени вала к другой. Переходы от одной ступени вала к другой следует делать с возможно большим радиусом галтели, что приводит к уменьшению местных напряжений. В тех случаях, когда по тем или иным конструктивным соображениям приходится назначать малые радиусы галтелей, рекомендуется делать поднутрение вала в уступ или в уступ и в вал, или ставить дистанционное кольцо.

Крепление деталей на валу с помощью стопорных винтов, установочных гаек, упругих (врезных) колец и т.п. увеличивает концентрацию напряжений, а, следовательно, снижает выносливость вала. Поэтому следует избегать таких способов крепления, заменяя их осевым креплением.

Шпоночные пазы являются концентраторами напряжений. В случае выполнения паза пальцевой фрезой коэффициент концентрации напряжений при изгибе значительно выше, чем при выполнении паза дисковой фрезой.

Шлицы, выполненные с закруглением в месте перехода от выступа к впадине, дают значительно меньший коэффициент концентрации, чем шлицы с резким переходом.

Концентратором напряжений является и давление в местах установки деталей с натягом (зубчатых колес, подшипников качения).

С увеличением шероховатости поверхности вала усталостная прочность его понижается.

Поверхностное упрочнение вала (цементация, поверхностная закалка ТВЧ, деформационное упрочнение накаткой роликами и дробеструйной обработкой) значительно повышает предел выносливости.

8. 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 вал, учесть вид и расположение опор, конструкцию уплотнения, технологию изготовления.

Перед отработкой конструкции вала должно быть решены такие важные вопросы как способ передачи крутящего момента в соединении вал-ступица и способ крепления деталей на валу от осевого перемещения.

Концевые участки валов

Входной и выходной валы редукторов, коробок передач имеют цилиндрические или конические концевые участки для установки полумуфт (шкивов, звездочек).

Цилиндрические концы валов

Диаметры концов входного и выходного валов согласуют с диаметрами отверстий устанавливаемых на них деталей (шкива, звездочки, полумуфты). Высоту заплечика t при цилиндрической или конической форме конца вала, координату r фаски подшипника и размер f фаски колеса на промежуточном валу принимают в зависимости от диаметра d посадочной поверхности (табл. 16).

Таблица 16

Рекомендуемые высоты заплечиков и размеры фасок, мм

d	17÷22	24÷30	32÷38	40÷44	45÷50	52÷58	60÷65	67÷75	80÷85	90÷95
$t_{\text{цил}}$	3	3,5	3,5	3,5	4	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
$t_{\text{кон}}$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9
r	1,5	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4
f	1	1	1,2	1,2	1,6	2	2	2,5	2,5	3

Переходной участок вала между двумя ступенями (рис. 8) разных диаметров выполняют галтелью радиуса r , острые кромки при- тупляют фаской « c ». Размеры r и c для цилиндрических валов принимают по табл. 17.

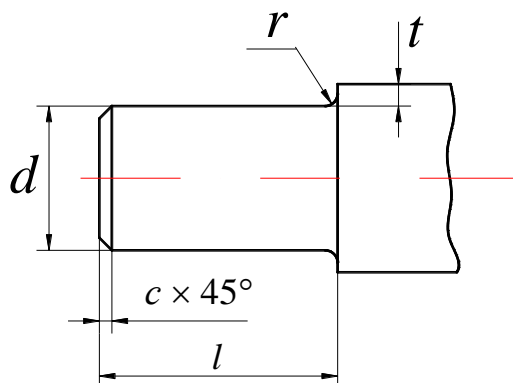


Рис. 8. Переход между двумя ступенями вала

Таблица 17

Размеры r и c для цилиндрических концов валов

d	20, 22, 25, 28	32, 36, 40, 45	50, 55, 60, 70	80, 90, 100
r	1,6	2,0	2,5	3,0
c	1,0	1,6	2,0	2,5

Деталь, устанавливаемую на цилиндрическом конце вала, доводят до упора в заплечик высотой t (рис. 8). Высота заплечика $t \geq 2f$, где f – размер фаски детали, который принимают в зависимости от радиуса галтели r по табл. 18.

Таблица 18

Размеры фаски

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

В валах, диаметры которых определены из условия жесткости (валы редукторов, коробок передач), а также на концевых участках валов, на которых изгибающие моменты невелики, выполняют канавки для выхода шлифовального круга (рис. 9). Размеры канавок приведены в табл. 19.

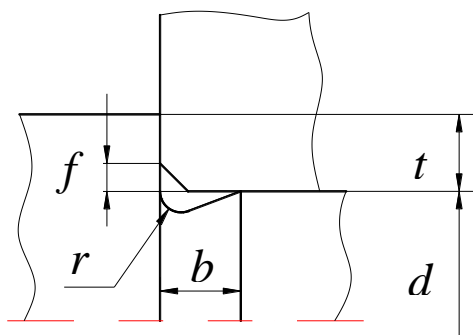


Рис. 9. Переход для выхода шлифовального круга

Таблица 19

Размеры канавки для выхода шлифовального круга

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

Соседним с концевым является участок вала для установки подшипника. Поэтому высота t заплечика концевого участка должны быть согласована с посадочным диаметром подшипника без съема призматической шпонки.

Диаметр вала в месте установки подшипника (рис. 10) ориентировочно будет

$$d_{\text{п}} \geq d + 2t_2 + 1,$$

где t_2 – глубина шпоночного паза в ступице детали.

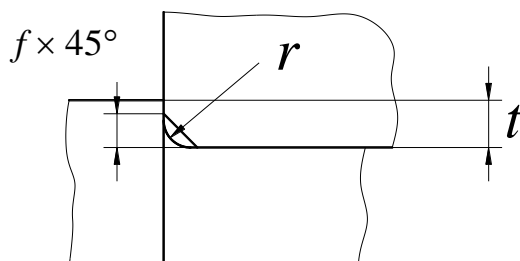


Рис. 10. Переход в месте установки подшипника

Полученное значение округляют в большую сторону до ближайшего стандартного для подшипника размера. Выполнение условия установки подшипника без съема шпонки приводит, как правило, к значительной разности диаметров $d_{\text{п}}$ и d . В тех случаях, когда расстояние l_1 (рис. 11) больше ширины B внутреннего кольца подшипника, отличие в размерах $d_{\text{п}}$ и d можно уменьшить за счет обхода шпонки при установке подшипника.

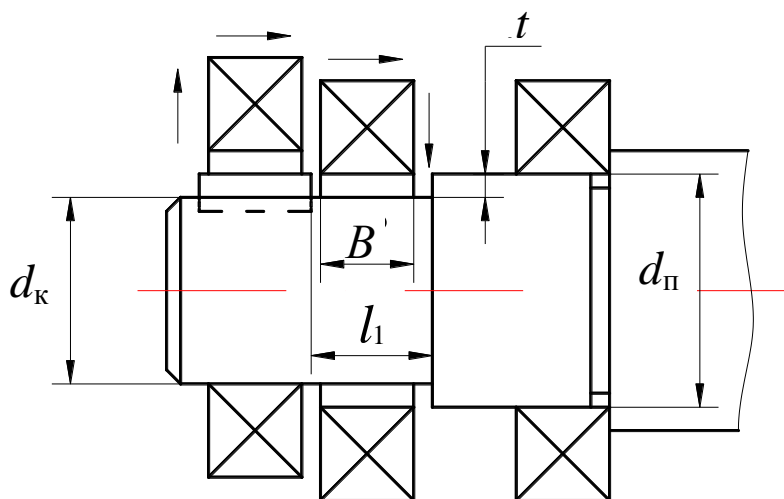


Рис. 11. Схема установки подшипников на вал

8.1. Шероховатость поверхностей валов

При любом методе обработки поверхностей деталей они имеют некоторую шероховатость. О шероховатости или о чистоте поверхности судят по высоте микронеровностей. На чертежах шероховатость поверхностей обозначают специальными знаками, чтобы при обработке той или иной поверхности рабочий сразу видел и необходимый размер, и необходимую шероховатость. От величины микронеровностей зависят износ трущихся поверхностей, плотность стыков, стабильность затяжки болтовых соединений, прочность прессовых посадок, коррозионная стойкость, внешний вид изделия, удобство обслуживания и т. д.

Существует определенная взаимосвязь между точностью размеров и шероховатостью поверхностей. Методы обработки, применяемые для достижения высокой точности, обеспечивают малую шероховатость и наоборот. На практике также встречаются случаи, когда при невысокой точности требуется малая шероховатость.

При назначении чистоты обработки руководствуются конструктивными и технологическими условиями. В табл. 20 приведены числовые значения параметра шероховатости для валов.

Таблица 20

Числовые значения параметра шероховатости R_a для валов

Вид поверхности	R_a , мкм
Посадочные поверхности валов из стали под подшипники качения класса точности 0 при диаметрах: d или D до 80 мм d или D свыше 80 мм	1,25 2,5
Торцы заплечиков валов для базирования подшипников качения класса точности 0	2,5
Торцы заплечиков валов для базирования зубчатых, червячных колес при отношении длины отверстия ступицы к его диаметру: $l/d < 0,7$ $l/d \geq 0,7$	1,6 3,2
Поверхности валов для соединений с натягом	0,8
Поверхности валов под резиновые манжеты	0,63
Канавки, фаски, радиусы галтелей на валах	6,3
Поверхности шпоночных канавок на валах: рабочие нерабочие	3,2 6,3
Поверхности шлицов на валах – боковая поверхность зуба соединения: неподвижного подвижного – цилиндрические поверхности, центрирующие соединения: неподвижного подвижного	1,6 0,8 0,8 0,4
Рабочие поверхности витков червяков: цилиндрические глобоидные	0,63 1,25
Поверхности выступов зубьев колес, витков червяков	6,3

8.2. Обозначение термической обработки

Установлены следующие правила нанесения на чертежах указаний о термической и химикотермической обработке, обеспечивающей получение необходимых свойств материала детали.

Если всю деталь подвергают термообработке одного вида, то в технических требованиях чертежа приводят требуемые показатели свойств материала записью типа:

- 235...265 НВ или $250 \div 15$ НВ;
- 44...50 HRC или 47 ± 3 HRC;
- ТВЧ h 1,6...2,0 мм, 50...56 HRC или ТВЧ h $1,8 \pm 0,2$ мм, 53 ± 3 HRC (буквой h обозначена глубина обработки);
- цементировать h 0,8...1,2 мм, 56...62 HRC или цементировать h 1,0...0,2 мм, 59 ± 3 HRC.

Если термообработке подвергают отдельный участок детали, то его обводят на чертеже утолщенной штрихпунктирной линией, а на полке выносной линии приводят показатели свойств материала (рис. 12).

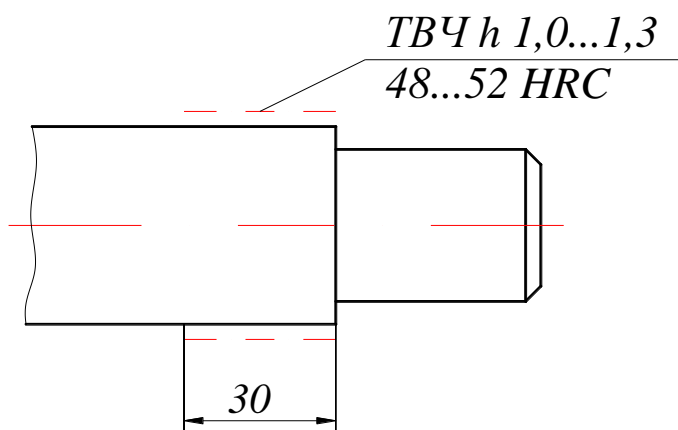


Рис.12. Обозначение термообработки на участке вала

8.3. Допуски формы и допуски расположения поверхностей

Вал в работающем узле вращается в подшипниках качения, поэтому рабочей осью является общая ось, обозначенная на рис. 13 и 14 буквами АБ. Общая ось – это прямая, проходящая через точки пересечения каждой из осей двух посадочных поверхностей для подшипников качения со средними поперечными сечениями этих поверхностей.

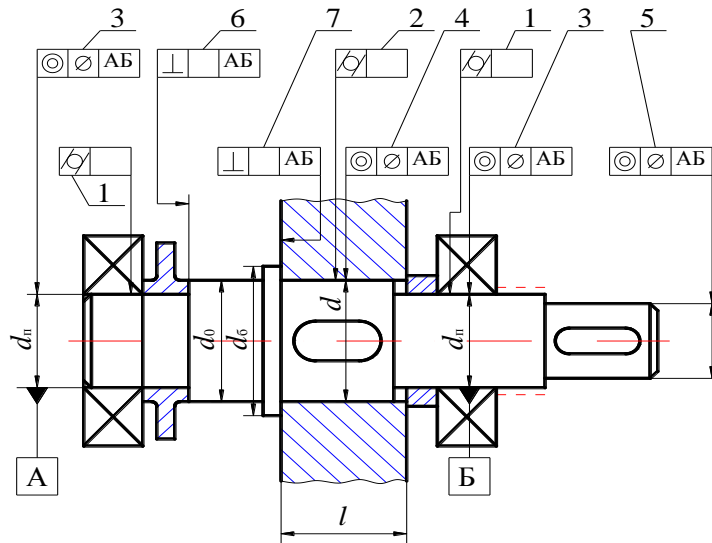


Рис. 13. Схема определения допусков формы и расположения поверхностей валов:
1–7 – номера позиций

Вследствие неизбежных погрешностей общая ось не совпадает с осью вращения вала при его изготовлении.

На чертеже вала задают необходимые требования точности изготовления отдельных его элементов.

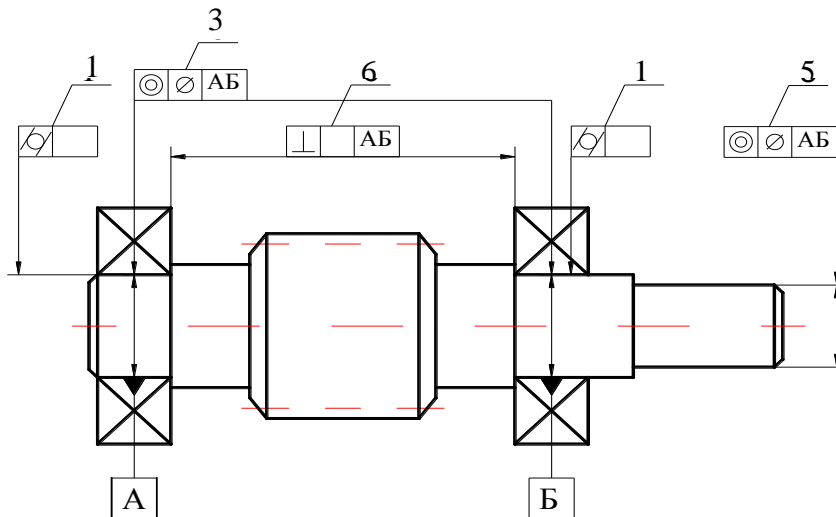


Рис. 14. Условные обозначения баз, допусков формы и расположения червяка:
1–6 – номера позиций

В табл. 21 в соответствии с позициями на рис. 13 и 14 приведены указания по определению числовых значений допусков формы и расположения поверхностей.

Назначение каждого из допусков формы или расположения следующее:

– допуск цилиндричности (поз. 1) посадочных поверхностей для подшипников качения задают, чтобы ограничить отклонения геометрической формы этих поверхностей и тем самым ограничить отклонения геометрической формы дорожек качения колец подшипников (по ГОСТ 3325-85);

– допуск перпендикулярности (поз. 7) базового торца вала задают только при установке на вал узких зубчатых колес, у которых отношение длины l посадочного отверстия к его диаметру d менее 0,7. Допуск задают, чтобы обеспечить выполнение норм контакта зубьев в передаче. При отношении $\frac{l}{d} \geq 0,7$ допуск перпендикулярности (поз. 7) не задают.

Приведены таблицы, рекомендуемые для использования при назначении допусков формы и расположения поверхностей валов.

При конструировании червячного вала (рис. 14) необходимо назначить следующие допуски формы и расположения:

- допуск цилиндричности посадочных мест под подшипники (поз. 1);
- допуск соосности посадочных поверхностей для подшипников качения относительно их общей оси (поз. 3);
- допуск соосности посадочной поверхности для полумуфты, либо шкива, либо звездочки (поз. 5);
- допуск перпендикулярности базовых торцов вала для уменьшения перекоса внутренних колец подшипников по отношению к наружным (поз. 6).

Таблица 21

Рекомендации по определению допусков формы и расположения поверхностей валов

Позиция на рис. 13 и 14	Допуск, мм
1	$T_{f/ol} \approx 0,5 t$, где t – допуск размера поверхности
2	T_{Θ} по пособию [3, табл. 16.5] в зависимости от типа подшипника
3	$T_{\Theta} \approx \frac{G_0}{n}$ для $n > 1000$ об/мин;
4	T_{\perp} на диаметре d_0 по пособию [3, табл. 16.8]. Степень точности допуска при базировании подшипников: шариковых – 8, роликовых – 7

Допуски соосности по ГОСТ 24643-81

Интервал размеров, мм	Допуск соосности, мкм, при степени точности допуска				
	5	6	7	8	9
Св. 18 до 30	10	16	25	40	60
30÷50	12	20	30	50	80
50÷120	16	25	40	60	100
120÷250	20	30	50	80	120
250÷400	25	40	60	100	160

**Допуски соосности посадочных поверхностей вала и корпуса
и допустимые углы взаимного перекоса колец
подшипника по ГОСТ 3325-85 (в ред. 1988 г.)**

Тип подшипника	$T_{\Theta B}$, мкм	$T_{\Theta K}$, мкм	θ , угл. мин
Радиальный шариковый однорядный	4	8	1,6
Радиально-упорный шариковый однорядный	3	6	1,2
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами:			
– без модифицированного контакта	1	2	0,4
– с модифицированным контактом	3	6	1,2
Конический роликовый:			
– без модифицированного контакта	1	2	0,4
– с модифицированным контактом	2	4	0,8
Игольчатый роликовый однорядный:			
– без модифицированного контакта	0,5	1,0	0,2
– с модифицированным контактом	2	4	0,8
Радиальные шариковые и роликовые двухрядные сферические	6	12	2,4

Примечание: $T_{\Theta B}$ и $T_{\Theta K}$ – допуски соосности посадочной поверхности вала и корпуса длиной $B = 10$ мм в диаметральном выражении (при длине B_1 посадочного места табличное значение следует умножить на $0,1 B_1$); θ – допустимый угол взаимного перекоса колец подшипника, вызываемого деформациями вала и корпуса в работающем узле.

Таблица 24

**Степени точности допусков соосности посадочных поверхностей
для колес передач зубчатых (числитель) и червячных (знаменатель)**

Степень кинематической точности передачи	Степень точности допуска соосности при диаметре делительной окружности, мм		
	Св. 50 до 125	Св. 125 до 280	Св. 280 до 560
6	5/6	5/6	6/7
7	6/7	6/7	7/8
8	7/8	7/8	8/9
9	7/8	8/9	8/9

Таблица 25

Допуски параллельности и перпендикулярности по ГОСТ 24643-81

Интервал размеров, мм	Допуски параллельности и перпендикулярности, мкм, при степени точности допуска					
	5	6	7	8	9	10
Св. 16 до 25	4	6	10	16	25	40
24 – 40	5	6	12	20	30	50
40 – 63	6	10	16	25	40	60
63 – 100	8	12	20	30	50	80
100 – 160	10	16	25	40	60	100
160 – 250	12	20	30	50	80	120
250 – 400	16	25	40	60	100	160

Таблица 26

**Степени точности допуска перпендикулярности торца
заплечика вала при установке колес**

Тип колес	Степень точности допуска перпендикулярности при степени точности передачи по нормам контакта		
	6	7,8	9
Зубчатые	5	6	7
Червячные	6	7	8

9. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ВАЛОВ ЧЕРВЯЧНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

В качестве примера рассмотрен червячно-цилиндрический редуктор (рис. 15, 16), для которого предварительно был выполнен расчет червячной и косозубой цилиндрической зубчатой пары.

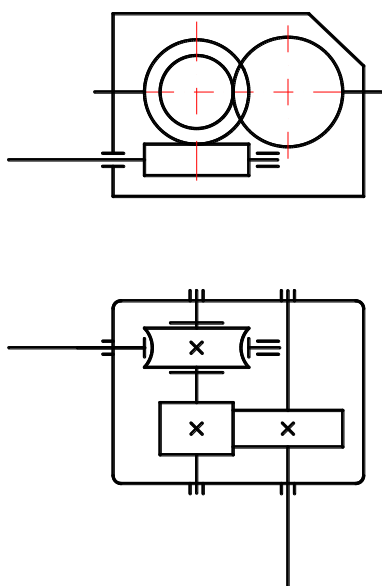


Рис. 15. Схема червячно-цилиндрического редуктора

Данные для расчета приведены в табл. 27

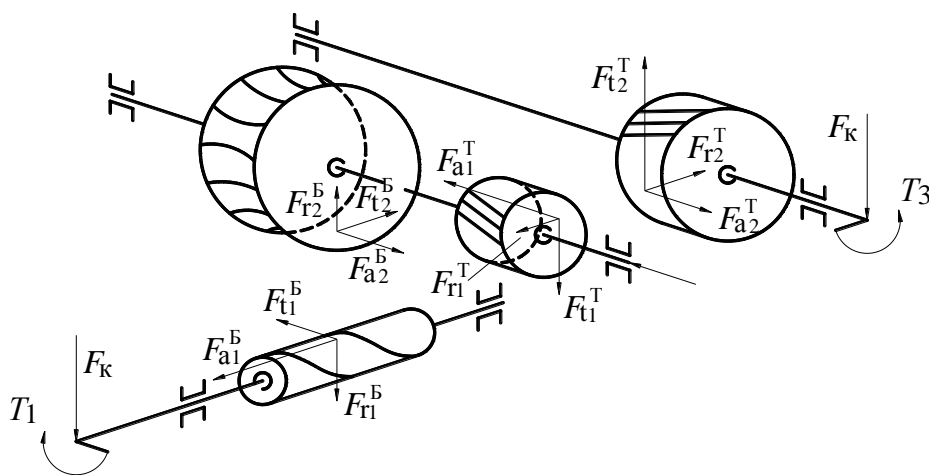


Рис. 16. Схема сил в зацеплениях

Исходные данные для расчета и конструирования валов

Параметры	Червячная пара		Зубчатая пара	
Силы в зацеплении, Н	$F_{t1}^B = 804$ $F_{r1}^B = 863$ $F_{a1}^B = 2578$		$F_{t1}^T = 5583$ $F_{r1}^B = 1860$ $F_{a1}^B = 1156$	
Геометрические размеры червяка и зубчатых колес, мм	Червяк	$d_1^B = 64$ $d_{f1}^B = 54,4$ $d_{a1}^B = 72$ $b_1^B = 86$	Шестерня	$d_1^T = 117$ $d_{f1}^T = 110$ $d_{a1}^B = 123$ $b_1^T = 85$
	Червячное колесо	$d_2^B = 256$ $d_{f2}^B = 246,4$ $d_{a2}^B = 264$ $b_2^B = 50$	Зубчатое колесо	$d_2^T = 283$ $d_{f2}^T = 276$ $d_{a2}^T = 289$ $b_2^T = 80$
Крутящие моменты, передаваемые валами, Н·м	$T_1 = 26;$		$T_2 = 26;$	$T_3 = 26.$

9.1. Эскизное проектирование редуктора (I этап)

Вначале определяем расчетную длину консольных участков быстроходного (червячного) и тихоходного валов (см. разд. 3.2). Для этого необходимо найти предварительные значения диаметров сечений консольных участков валов. Для быстроходного – $d_K^B \geq (7 \div 8) \sqrt[3]{T_1} = (7 \div 8) \sqrt[3]{26} = (20,73 \div 23,70)$ мм.

Принимаем стандартное значение, согласуя его с диаметром вала выбранного электродвигателя: $d_{эл} = 28$ мм; $d_K^B \geq (0,8 \div 1,0) d_{эл}$. Можно принять $d_K^B = 28$ мм, которому согласно ГОСТ 12080-66 соответ-

ствует длина ступени вала $l_{\text{ст}}^{\text{Б}} = 60(42)$ мм. Длина ступени $l_{\text{ст}}^{\text{Б}} = 60$ мм, поскольку именно она соответствует длине ступицы выбранной муфты МУВП-28 для соединения червячного вала с валом электродвигателя. Тогда, используя схему (рис. 2), можно найти расчетную длину консольного участка вала:

$$l_o^{\text{Б}} = \frac{l_{\text{ст}}^{\text{Б}}}{2} + \Delta + B_{\text{Пл}} = \frac{60}{2} + 30 + 18 = 78 \text{ мм},$$

где $B_{\text{Пл}}$ – ширина подшипника (см. табл. 1); Δ – конструктивный размер, зависящий от конструкции крышки подшипника; $\Delta = 20 \div 30$ мм.

Принимаем $\Delta = 30$ мм.

Для того, чтобы выбрать диаметр сечения вала под подшипником, нужно подобрать шпонку. По табл. 19.11 [3] принимаем шпонку призматическую $b \times h \times l = 8 \times 7 \times 50$ ГОСТ 23360-78; $t_1 = 4$ мм; $t_2 = 3,3$ мм. Тогда диаметр сечения вала под подшипником:

$$d_{\text{П}}^{\text{Б}} \geq d_{\text{К}}^{\text{Б}} + 2t_2 = 28 + 2 \cdot 3,3 = 34,6 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{\text{П}}^{\text{Б}} = 35$ мм, выбирая предварительно роликовый конический подшипник средней серии № 7307А ГОСТ 27365-87; $d = 35$ мм; $D = 80$ мм; $T = 23$ мм; $C = 18$ мм; $B = 21$ мм; $C_r = 68,2$ кН; $C_{0r} = 59$ кН; $e = 0,31$.

На второй опоре устанавливаем в точности такой же подшипник.

При сборке червяк устанавливают в корпусе через отверстие под подшипник. Наружный диаметр червяка должен быть на $1 \div 2$ мм меньше, чем наружный диаметр подшипника. В нашем примере этот зазор составляет $D_{\text{П}}^{\text{Б}} - d_{\text{а1}}^{\text{Б}} = 80 - 72 = 8$ мм, т. е. больше, чем требуется. Это позволяет сконструировать подшипниковые узлы червячного вала без использования стаканов.

Для определения расчетной длины остальных участков вала составляют в масштабе М 1:1 чертеж червячной пары (рис. 17).

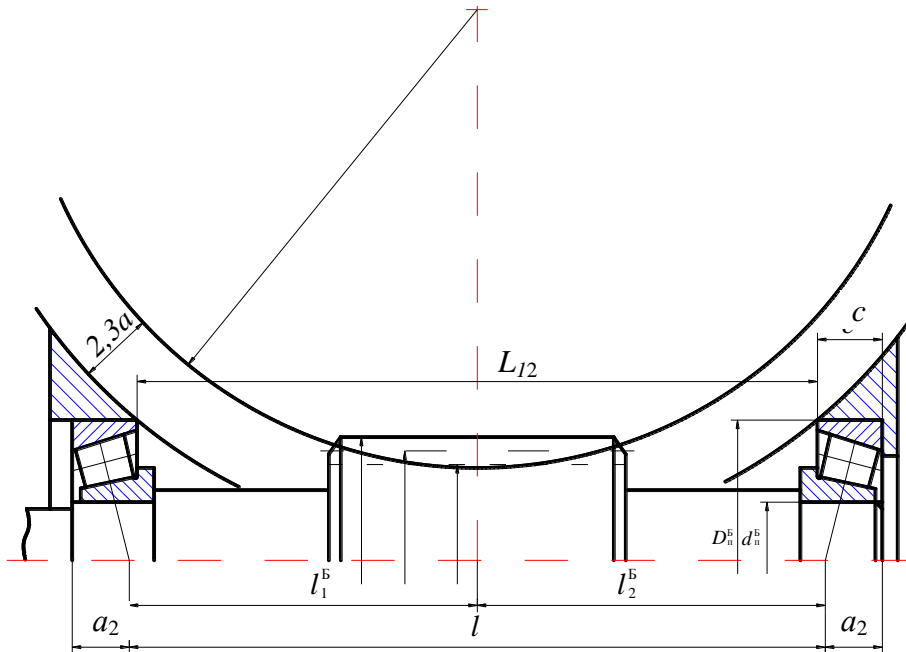


Рис.17. Схема червячного вала

Просвет между зубьями червячного колеса и внутренней поверхностью корпуса редуктора можно найти из соотношения:

$$a \cong \sqrt[3]{L} + 3 = \sqrt[3]{330} + 3 = 9,9 \text{ мм},$$

где L – расстояние между внешними поверхностями деталей передачи, мм;

$$L = a_w + \frac{d_{a1}^B}{2} + \frac{d_{cm2}^B}{2} = 160 + \frac{72}{2} + \frac{268}{2} = 330 \text{ мм}.$$

Принимаем $a = 10$ мм.

Радиусом $R = \frac{d_{cm2}^B}{2} + 2,3a = 134 + 23 = 157$ мм проводим дугу

окружности.

От продольной оси червяка откладываем в сторону к центру червячного колеса расстояние $\frac{D_{II}^B}{2} = \frac{80}{2} = 40$ мм и проводим через полученную точку прямую параллельно оси червяка, которая пересекается с проведенной дугой в двух точках – 1 и 2.

Целью построения этого чертежа является нахождение длины отрезка прямой между точками 1 и 2 – L_{12} . Длина этого отрезка в масштабе составила в этом примере $L_{12} = 197$ мм.

Расстояние между наружными кромками подшипников (рис. 17) составит $l_{\Pi} = L_{12} + 2c = 197 + 2 \cdot 18 = 233$ мм.

Расстояние l_1 между точками приложения радиальных реакций при установке радиально-упорных подшипников по схеме враспор:

$$l = l_{\Pi} - 2a_2,$$

$$\text{где } a_2 = 0,5 \left[\frac{T + (d_{\Pi}^B + D_{\Pi}^B)c}{3} \right] = 0,5 \left[\frac{23 + (35 + 80)0,31}{3} \right] = 17,44 \text{ мм.}$$

Тогда $l = 233 - 2 \cdot 17,44 = 198,12$ мм. Принимаем $l_1 = 198$ мм.

Расчетная длина обоих участков червячного вала между опорами одинакова и составляет $l_1^B = l_2^B = \frac{l}{2} = 99$ мм.

Аналогично, как и для быстроходного вала, определим расчетную длину консольного участка тихоходного вала (рис. 18):

$$d_K^B \geq (5 \dots 6) \sqrt[3]{T_3} = (5 \dots 6) \sqrt[3]{716} = (44,72 \dots 53,67) \text{ мм.}$$

Принимаем $l_K^T = 55$ мм; $l_{\text{ст}}^T = 82$ мм. Тогда

$$l_0^T = \frac{l_{\text{ст}}^T}{2} + \Delta + \frac{B_{\text{ПЗ}}}{2} = \frac{82}{2} + 30 + \frac{27}{2} = 84,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_0^T = 85$ мм.

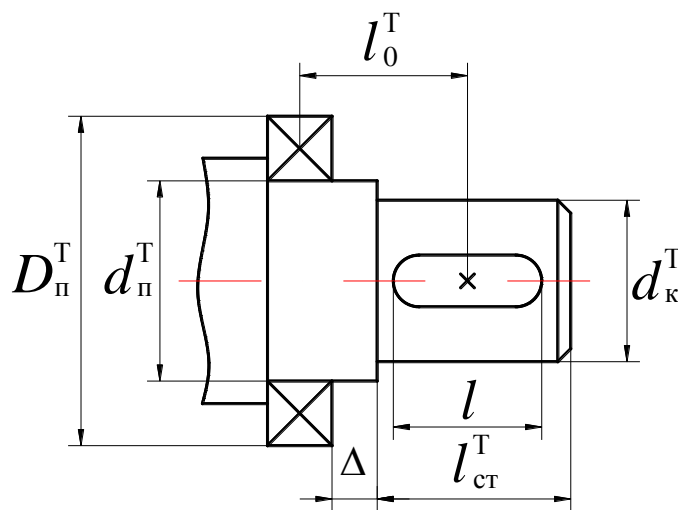


Рис. 18. Схема консольного участка тихоходного вала

Для консольной ступени $d_K^T = 55$ мм выбираем шпонку призматическую $b \times h \times l = 16 \times 10 \times 70$ ГОСТ 23360-78; $t_1 = 6$ мм; $t_2 = 4,3$ мм. Диаметр сечения вала под подшипником:

$$d_{\Pi}^T \geq d_K^T + 2t_2 = 55 + 2 \cdot 4,3 = 63,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{\Pi}^T = 65$ мм. Предварительно назначаем подшипник роликовый конический средней серии № 7313 А; $d_{\Pi}^T = 65$ мм; $D_{\Pi}^T = 140$ мм; $T = 36,5$ мм; $C = 28$ мм; $B = 33$ мм; $C_r = 183$ кН; $C_{0r} = 150$ кН; $e = 0,35$.

Расчетная длина первого участка (рис. 19)

$$l_1^T = \frac{b_1^T}{2} + a + y + B_{\Pi 3} - a_3,$$

где $B_{\Pi 3} = C$; $y = 10$ мм;

$$a_3 = 0,5 \left[\frac{T + (d_{\Pi}^T + D_{\Pi}^T)e}{3} \right] = 0,5 \left[\frac{36,5 + (65 + 140)0,35}{3} \right] = 30,21 \text{ мм.}$$

Тогда $l_1^T = \frac{85}{2} + 10 + 10 + 28 - 30,21 = 60,29$ мм. Принимаем $l_1^T = 60$ мм.

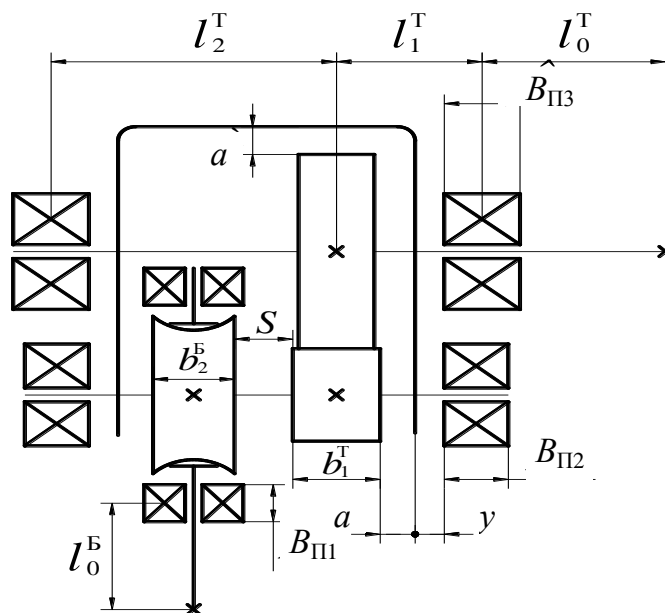


Рис. 19. Расчетная схема редуктора (горизонтальный разрез в плоскости разъема крышки и корпуса)

Расчетная длина второго участка (рис. 19):

$$l_2^{\Gamma} = \frac{b_1^{\Gamma}}{2} + S + b_2^{\text{Б}} + a + y + \frac{B_{\text{ПЗ}}}{2} - a_3 = \frac{85}{2} + 10 + 50 + 10 + 10 + \frac{28}{2} - 30,21 = 106,29$$

Принимаем $l_2^{\Gamma} = 106$ мм.

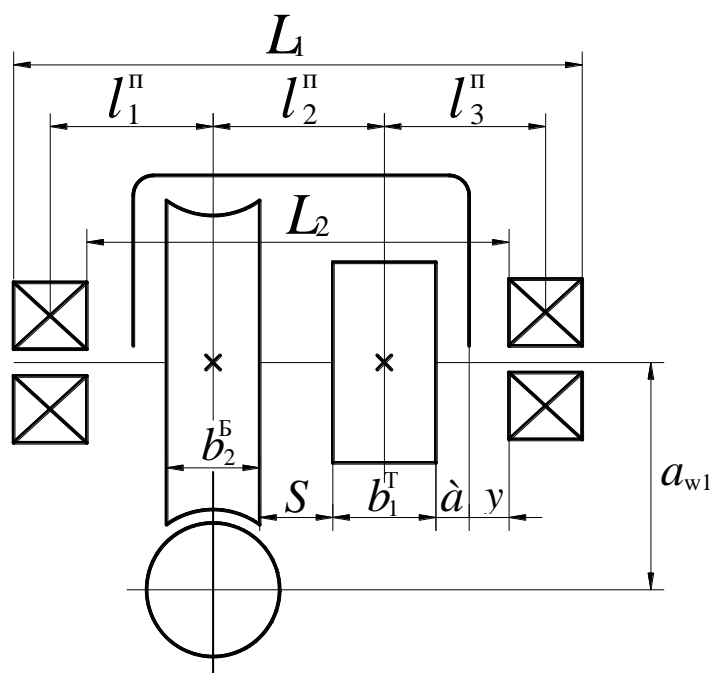


Рис. 20. Схема вертикального разреза редуктора

Расчетную длину участков промежуточного вала с учетом использования радиально-упорных подшипников находим аналогично (см. рис. 19, 20, 21) $l_1^{\text{П}} = \frac{b_2^{\text{П}}}{2} + a + y + \frac{B_{\text{П2}}}{2} - a_2$, предварительно намечая подшипник роликовый конический. Для этого определяем диаметр сечения этого вала под колесом:

$$d_{\text{К}}^{\text{Б}} \geq (6...7) \sqrt[3]{T_2} = (6...7) \sqrt[3]{330} = (41,45...48,36) \text{ мм.}$$

Принимаем под колесом $d_{\text{К}}^{\text{П}} = 50$ мм, тогда в сечении под подшипником: $d_{\text{П}}^{\text{П}} = 45$ мм.

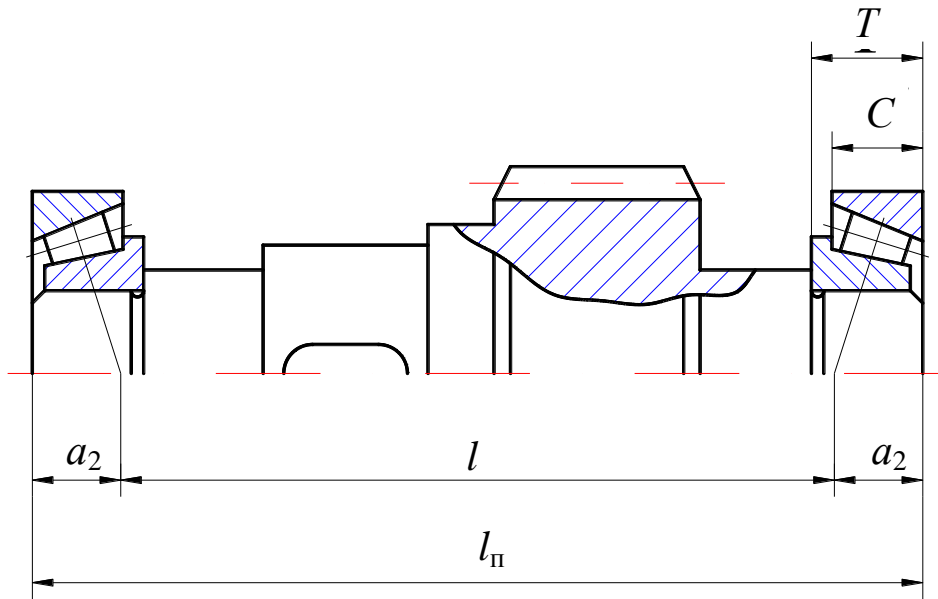


Рис. 21. Схема промежуточного вала с подшипниками

Этому диаметру соответствует подшипник средней серии № 7309А; $d_{\text{П}}^{\text{II}} = 45$ мм; $D_{\text{П}}^{\text{II}} = 100$ мм; $T = 27,5$ мм; $C = 22$ мм; $B = 25$ мм; $C_r = 101$ кН; $C_{0r} = 72$ кН; $e = 0,35$.

$$\text{Тогда } a_2 = 0,5 \left[\frac{T + (d_{\text{П}}^{\text{II}} + D_{\text{П}}^{\text{II}})e}{3} \right] = 0,5 \left[\frac{27,5 + (45 + 100)0,35}{3} \right] = 22,21 \text{ мм.}$$

$$l_1^{\text{II}} = \frac{50}{2} + 10 + 10 + \frac{22}{2} - 22,21 = 33,79.$$

Принимаем $l_1^{\text{II}} = 34$ мм.

$$l_3^{\text{II}} = \frac{b_2^{\text{B}}}{2} + S + \frac{b_1^{\text{T}}}{2} = \frac{50}{2} + 10 + \frac{85}{2} = 77,5$$

Принимаем $l_2^{\text{II}} = 78$ мм.

$$l_3^{\text{II}} = \frac{b_2^{\text{B}}}{2} + a + y + \frac{B_{\text{II2}}}{2} = \frac{85}{2} + 10 + 10 + \frac{22}{2} = 73,5.$$

Принимаем $l_3^{\text{II}} = 74$ мм.

9.2. Определение опорных реакций

Расчетные схемы для определения опорных реакций приведены на рис 22, 23, 24. Силы, действующие в зацеплениях, содержатся в табл. 27.

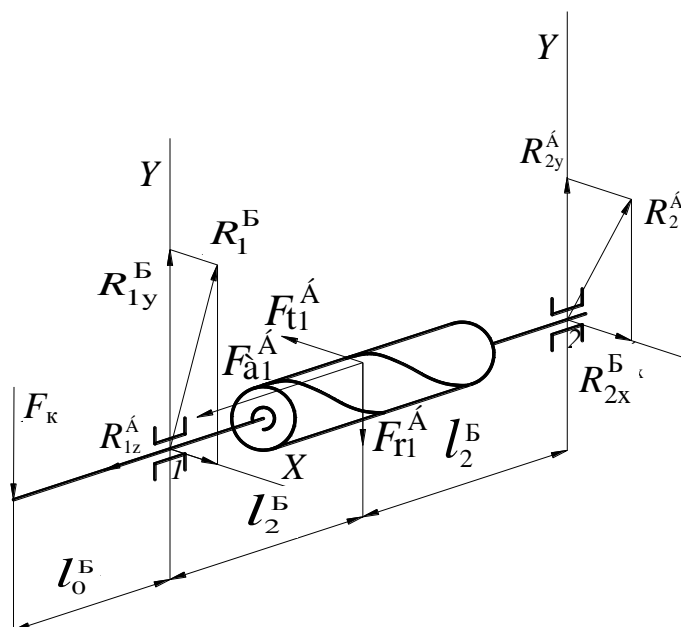


Рис. 22. Расчетная схема червячного вала

Радиальную консольную нагрузку на входном конце червячного вала находим согласно ГОСТ 16162-85Е (табл. 2):

$$F_K^B = 80\sqrt{T_1} = 80\sqrt{26} = 408 \text{ Н.}$$

На выходном конце тихоходного вала:

$$F_K^T = 250\sqrt{T_3} = 250\sqrt{716} = 6690 \text{ Н.}$$

Червячный вал

Из условия равенства нулю моментов сил в опорах 1 и 2 по рис. 22 имеем:

– в плоскости XOZ :

$$\sum M_1 = 0;$$

$$-F_{t1}^B l_1^B + R_{2x}^B (l_1^B + l_2^B) = 0;$$

$$R_{2X}^B = \frac{F_{t1}^B l_1^B}{(l_1^B + l_2^B)} = \frac{804 \cdot 99}{(99 + 99)} = 402 \text{ Н};$$

$$R_{2X}^B = R_{2X}^B = 402 \text{ Н};$$

– в плоскости YOZ:

$$\sum M_1 = 0;$$

$$R_{2Y}^B = (l_1^B + l_2^B) - F_{r1}^B l_1^B + F_{a1}^B \frac{d_1^B}{2} = 0;$$

$$R_{2Y}^B = \frac{\left(F_{r1}^B l_1^B + F_{a1}^B \frac{d_1^B}{2} \right)}{(l_1^B + l_2^B)} = \frac{\left(863 \cdot 99 - 2578 \frac{64}{2} \right)}{(99 + 99)} = 14,85 \text{ Н};$$

$$\sum M_2 = 0;$$

$$-R_{1Y}^B (l_1^B + l_2^B) + F_{r1}^B l_2^B + F_{a1}^B \frac{d_1^B}{2} = 0;$$

$$R_{1Y}^B = \frac{\left(F_{r1}^B l_2^B + F_{a1}^B \frac{d_1^B}{2} \right)}{(l_1^B + l_2^B)} = \frac{\left(863 \cdot 99 - 2578 \frac{64}{2} \right)}{(99 + 99)} = 848,15 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$\sum Y = R_{1y}^B - F_{r1}^B - R_{2y}^B = 848,15 - 863 + 14,85 = 0$$

Результирующие опорные реакции:

$$R_1^B = \sqrt{(R_{1X}^B)^2 + (R_{1Y}^B)^2} = \sqrt{(402)^2 + (848,15)^2} = 938,6 \text{ Н};$$

$$R_2^B = \sqrt{(R_{2X}^B)^2 + (R_{2Y}^B)^2} = \sqrt{(402)^2 + (14,85)^2} = 402,27 \text{ Н}.$$

Опорные реакции от радиальной консольной нагрузки:

$$\sum M_1 = 0;$$

$$-F_K^B l_0^B - R_{2K} (l_1^B + l_2^B) = 0;$$

$$R_{2K} = \frac{(-F_K^B l_0^B)}{(l_1^B + l_2^B)} = \frac{(-408 \cdot 78)}{(99 + 99)} \text{ Н};$$

$$\sum M_2 = 0;$$

$$-F_K^B (l_0^B + l_1^B + l_2^B) - R_{1K} (l_1^B + l_2^B) = 0;$$

$$R_{2K} = \frac{F_K^B (l_0^B + l_1^B + l_2^B)}{(l_1^B + l_2^B)} = \frac{408(78 + 99 + 99)}{(99 + 99)} = 568,7 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$\sum Y_1 = 0;$$

$$R_{1K} - F_K^B + R_{2K} = 568,7 - 408 + (-160,7) = 0.$$

Суммарные опорные реакции:

$$R_{1\Sigma} = R_1^B + R_{1K} = 938,6 + 568,7 = 1507,3 \text{ Н};$$

$$R_{2\Sigma} = R_2^B + |R_{2K}| = 402,27 + 160,7 = 562,97 \text{ Н};$$

Промежуточный вал

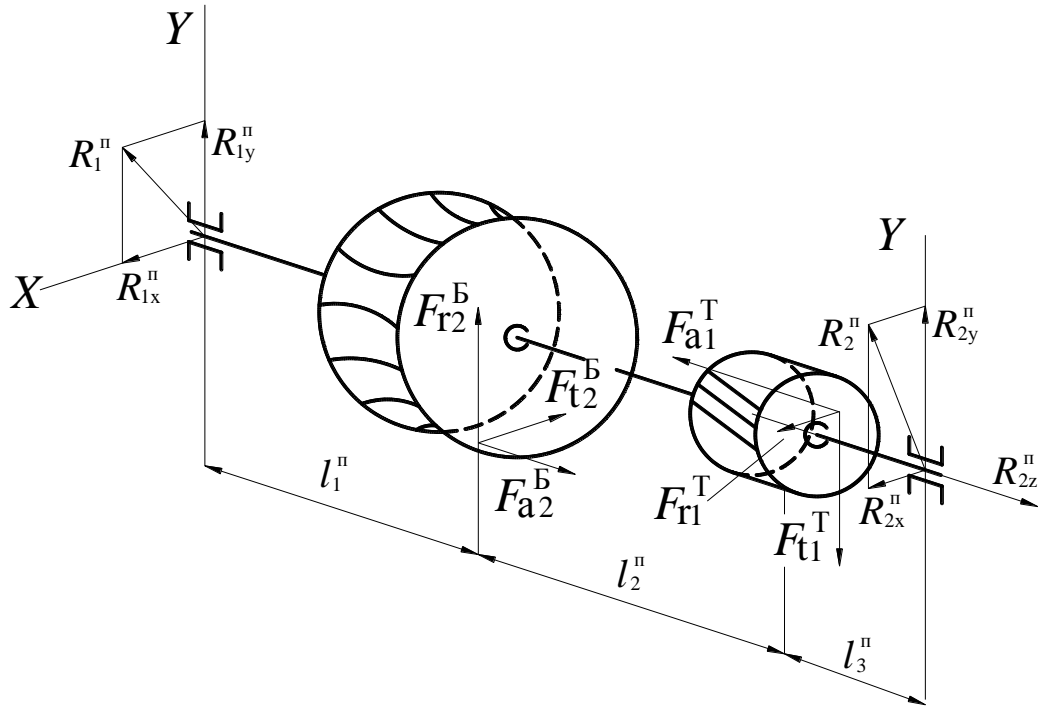


Рис. 23. Расчетная схема промежуточного вала

Используя условия равновесия статики по рис. 23 имеем:
– в плоскости XOZ :

$$\sum M_1 = 0;$$

$$F_{t2}^B l_1^\Pi - F_{r1}^T (l_1^\Pi + l_2^\Pi) + F_{a1}^T \frac{d_1^T}{2} - R_{2X}^\Pi (l_1^\Pi + l_2^\Pi + l_3^\Pi) = 0;$$

$$R_{2X}^\Pi = \frac{\left[F_{t2}^B l_1^\Pi - F_{r1}^T (l_1^\Pi + l_2^\Pi) + F_{a1}^T \frac{d_1^T}{2} \right]}{(l_1^\Pi + l_2^\Pi + l_3^\Pi)} =$$

$$= \frac{\left[2578 \cdot 34 - 1860(34 + 78) + 1156 \frac{117}{2} \right]}{(34 + 78 + 74)} = 285 \text{ Н};$$

$$\sum M_2 = 0;$$

$$F_{1X}^{\Pi} (l_1^{\Pi} + l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi}) - F_{t2}^B (l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi}) + F_{r1}^T l_3^{\Pi} + F_{a1}^T \frac{d_1^T}{2} = 0;$$

$$F_{1X}^{\Pi} = \frac{\left[F_{t2}^B (l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi}) - F_{r1}^T l_3^{\Pi} - F_{a1}^T \frac{d_1^T}{2} \right]}{(l_1^{\Pi} + l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi})} =$$

$$= \frac{\left[2578(78 + 74) - 1860 \cdot 74 - 1156 \frac{117}{2} \right]}{(34 + 78 + 74)} = 1003 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum X = 0;$$

$$-R_{1X}^{\Pi} + F_{t2}^B - F_{r1}^T - R_{2X}^{\Pi} = -1003 + 2578 - 1860 + 285 = 0;$$

– в плоскости YOZ:

$$\sum M_2 = 0;$$

$$-R_{1Y}^{\Pi} (l_1^{\Pi} + l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi}) - F_{r2}^B (l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi}) + F_{a1}^B \frac{d_2^T}{2} + F_{t1}^T l_3^{\Pi} = 0;$$

$$R_{1Y}^{\Pi} = \frac{\left[-F_{r2}^B (l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi}) + F_{a1}^B \frac{d_2^T}{2} + F_{t1}^T l_3^{\Pi} \right]}{(l_1^{\Pi} + l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi})} =$$

$$= \frac{\left[-863(78 + 74) + 804 \frac{117}{2} + 5583 \cdot 74 \right]}{(34 + 78 + 74)} = 2069,2 \text{ Н};$$

$$\sum M_1 = -R_{2Y}^{\Pi} (l_1^{\Pi} + l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi}) - F_{t1}^T (l_1^{\Pi} + l_2^{\Pi}) + F_{r1}^B l_1^{\Pi} + F_{a2}^B \frac{d_2^T}{2} = 0;$$

$$R_{2Y}^{\Pi} = \frac{\left[F_{t2}^B (l_1^{\Pi} + l_2^{\Pi}) - F_{r1}^B l_1^{\Pi} - F_{a2}^B \frac{d_2^T}{2} \right]}{(l_1^{\Pi} + l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi})} =$$

$$= \frac{\left[5583 (34 + 78) - 863 \cdot 34 - 804 \frac{256}{2} \right]}{(34 + 78 + 74)} = 2650,8 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum Y = 0;$$

$$R_{1Y}^{\Pi} + F_{r2}^B - F_{t1}^T + R_{2Y}^{\Pi} = 2069,2 + 863 - 5583 + 2650,0 = 0.$$

Тихоходный вал

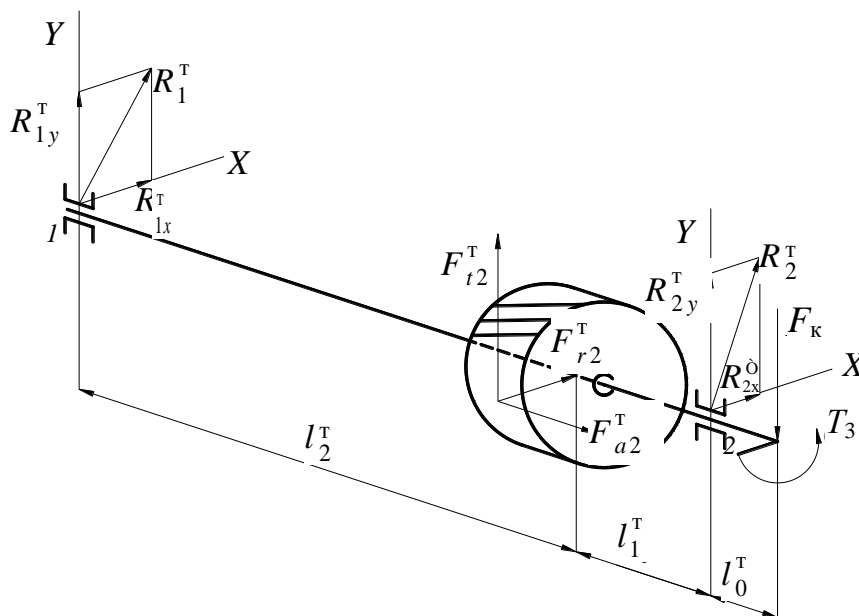


Рис. 24. Расчетная схема тихоходного вала

Составляя аналогичные предыдущим уравнения равновесия статики при использовании расчетной схемы вала (рис. 24), имеем:

– в плоскости XOZ

$$\sum M_1 = 0;$$

$$R_{2X}^T (l_1^T + l_2^T) + F_{r2}^T l_2^T + F_{a2}^T \frac{d_2^T}{2} = 0;$$

$$R_{2X}^T = \frac{\left(-F_{r2}^T l_2^T - F_{a2}^T \frac{d_2^T}{2} \right)}{(l_1^T + l_2^T)} = \frac{\left(-1860 \cdot 106 - 1156 \frac{283}{2} \right)}{(60+106)} = -2173,1 \text{ Н};$$

$$\sum M_2 = 0;$$

$$-R_{1X}^T (l_1^T + l_2^T) - F_{r2}^T l_1^T + F_{a2}^T \frac{d_2^T}{2} = 0;$$

$$R_{1X}^T = \frac{\left(-F_{r2}^T l_1^T - F_{a2}^T \frac{d_2^T}{2} \right)}{(l_1^T + l_2^T)} = \frac{\left(-1860 \cdot 60 - 156 \frac{283}{2} \right)}{(60+106)} = 313,1 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$\sum X = R_{1X}^T + F_{r2}^T + R_{2X}^T = 313,1 + 1860 - 2173,1 = 0;$$

– в плоскости YOZ

$$\sum M_1 = 0;$$

$$R_{2Y}^T (l_2^T + l_1^T) + F_{t2}^T l_2^T = 0;$$

$$R_{2Y}^T = \frac{-F_{t2}^T l_2^T}{(l_2^T + l_1^T)} = \frac{-5583 \cdot 106}{(106+60)} = 3565 \text{ Н};$$

$$\sum M_2 = 0;$$

$$-R_{1Y}^T (l_1^T + l_2^T) - F_{t2}^T l_1^T = 0;$$

$$R_{1Y}^T = \frac{-F_{t2}^T l_1^T}{(l_2^T + l_1^T)} = \frac{-5583 \cdot 60}{(60+106)} = 2018 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$\sum Y = 0;$$

$$R_{1Y}^{\Pi} + F_{t2}^T + R_{2Y}^T = -2018 + 5583 - 3565 = 0.$$

Результирующие опорные реакции:

$$R_1^T = \sqrt{(R_{1X}^T)^2 + (R_{1Y}^T)^2} = \sqrt{(313,1)^2 + (-2018)^2} = 2043 \text{ Н};$$

$$R_2^T = \sqrt{(R_{2X}^T)^2 + (R_{2Y}^T)^2} = \sqrt{(-2173,1)^2 + (-3565)^2} = 4175 \text{ Н}.$$

Осевая составляющая опорной реакции от действия внешней нагрузки:

$$F_a = F_{a2}^T = 1156 \text{ Н}.$$

Опорные реакции от радиальной консольной нагрузки:

$$\sum M_1 = F_K^T (l_0^T + l_1^T + l_2^T) + R_{2K} (l_1^T + l_2^T) = 0;$$

$$R_{2K} = \frac{F_K^T (l_0^T + l_1^T + l_2^T)}{(l_1^T + l_2^T)} = \frac{6690(85 + 60 + 106)}{(60 + 106)} = 10115,6 \text{ Н}.$$

$$\sum M_2 = -R_{1K} (l_1^T + l_2^T) - F_K^T l_0^T = 0;$$

$$R_{1K} = \frac{-F_K^T l_0^T}{(l_1^T + l_2^T)} = \frac{-6690 \cdot 85}{(60 + 106)} = 3425,6 \text{ Н}.$$

Суммарные опорные реакции на опорах в самом неблагоприятном случае, когда радиальная несоосность соединяемых валов расположена в плоскости изгибающего момента от внешних нагрузок:

$$R_{1\Sigma}^T = R_1^T + R_{1K} = 2043 + 3425,6 = 5468,6 \text{ Н};$$

$$R_{2\Sigma}^T = R_2^T + R_{2K} = 4175 + 10115,6 = 14290,6 \text{ Н}.$$

9.3. Конструирование валов редуктора

Быстроходный вал

Размеры консольного участка вала и цапф установлены на первом этапе эскизного проектирования редуктора. Найдены длины l_0^B , l_1^B , l_2^B всех участков валов. На этом этапе определен размер шпоночной канавки на консольной ступени. Зная размеры нарезанной части червяка, можно завершить эту конструкцию (как показано на рис. 25). Радиусы галтелей, фаски, шероховатость поверхностей, термохимическую обработку необходимо назначить как рекомендовано выше по материалам справочников для червячных валов.

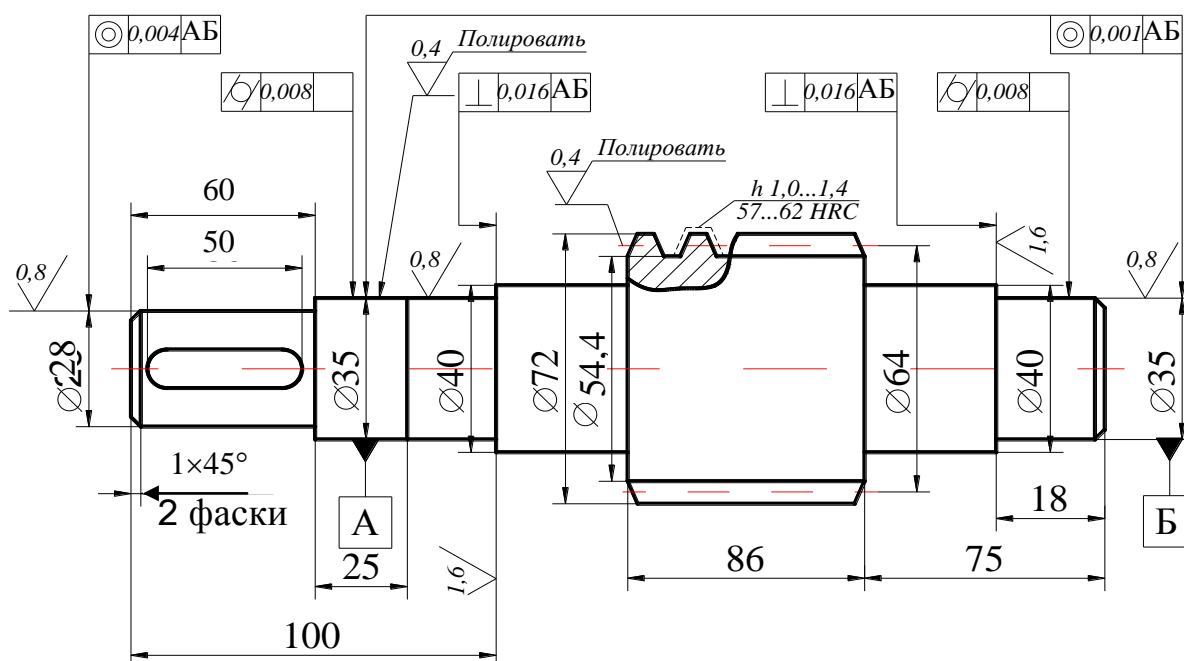


Рис. 25. Конструкция червячного вала

При конструировании быстроходного вала особенно важно предусмотреть ограничение отклонений от соосности, цилиндричности и перпендикулярности базовых торцов вала от базовой оси. За такую ось принимаем геометрическую ось червячного вала АБ. Наиболее важным у этого вала являются ступени, где расположены подшипники (диаметр сечения 35 мм). Для этих ступеней предусматриваем ограничение отклонений от соосности (рис. 25) и цилиндричности. Необходимо предусмотреть также ограничение на отклонение

от перпендикулярности базовых торцев вала, в которые при сборке будут упираться внутренние кольца подшипников (см. рис. 25).

Кроме этого, целесообразно задать полирование рабочих поверхностей витков червяка и части цилиндрической поверхности вала с целью снижения износа уплотнительной манжеты (см. рис.25).

На чертеже вала задаем необходимые требования точности изготовления отдельных его элементов.

Базой является геометрическая ось вала БА. При изготовлении вала появляется отклонение от соосности относительно базовой оси геометрических осей отдельных поверхностей участков вала. Для подшипников качения, например, важно не допустить искажения формы дорожек качения. При конструировании тихоходного вала предусматриваем ограничения по несоосности на участках, где будут установлены подшипники и на консольной ступени с использованием таблиц (см. табл. 21–24).

Предусматриваем перпендикулярность заплечиков вала на участках, где будут расположены подшипники качения и зубчатое колесо.

Кроме этого на этих трех ответственных участках с диаметрами сечений 65, 75, 65 мм согласно табл. 21 ограничиваем отклонение от цилиндричности.

Промежуточный вал

Для принятия решения о конструкции вала и тихоходной шестерни необходимо найти отношение $\frac{d_{f1}^T}{d_B} = \frac{110}{55} = 2$; где d_B – диаметр сечения ступени, прилегающей к шестерне вала. На рис. 26 этот диаметр $d_B = 55$ мм.

Если $\frac{d_{f1}^T}{d_B} \leq 1,6$, то к конструированию принимают совместную деталь в виде вала-шестерни (рис. 26, а). Если это отношение превышает 1,6, то вал и шестерня конструируются как две отдельные детали (рис. 26, б).

Желательно, чтобы шпоночные канавки были профрезерованы одной фрезой за одну установку на фрезерном станке.

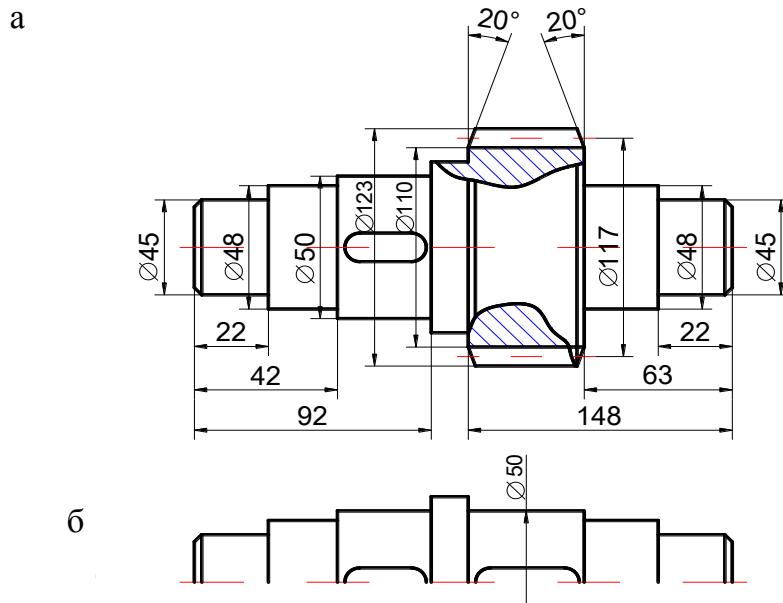


Рис. 26. Варианты конструкции промежуточного вала:
а – вал-шестерня; б – вал как отдельная деталь

Тихоходный вал

Подобным образом при использовании результатов первого этапа эскизного проектирования проектируется тихоходный (выходной) вал (рис. 27).

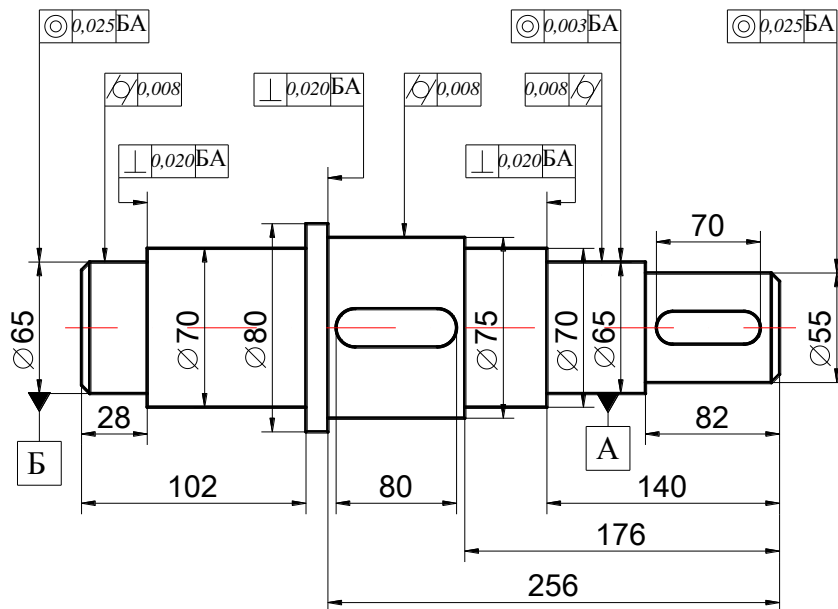


Рис. 27. Конструкция тихоходного вала

Для фиксации зубчатого колеса на валу от осевого смещения в одном направлении можно предусмотреть буртик. В другом направлении – при сборе редуктора нужно установить дистанционную втулку. Консольная ступень вала может быть цилиндрической (рис. 18), либо конической (см. ГОСТ 12080-66, ГОСТ 12081-72).

9.4. Проверка прочности промежуточного вала

Поскольку полученное при конструировании промежуточного вала отношение $\frac{d_{f1}^T}{d_B}$ больше, чем 1,6, то вал и шестерня тихоходной зубчатой пары могут быть сконструированы как две отдельные детали. Расчетная схема промежуточного вала приведена на рис. 23.

Выбираем для промежуточного вала сталь 20:

$$\sigma_B = 400 \text{ МПа}; \quad \sigma_T = 240 \text{ МПа};$$

$$\tau_T = 120 \text{ МПа}; \quad \sigma_{-1} = 170 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 100 \text{ МПа}; \quad \psi_\sigma = \psi_\tau = 0.$$

На рис. 28 приведены эпюры изгибающих и крутящих моментов.

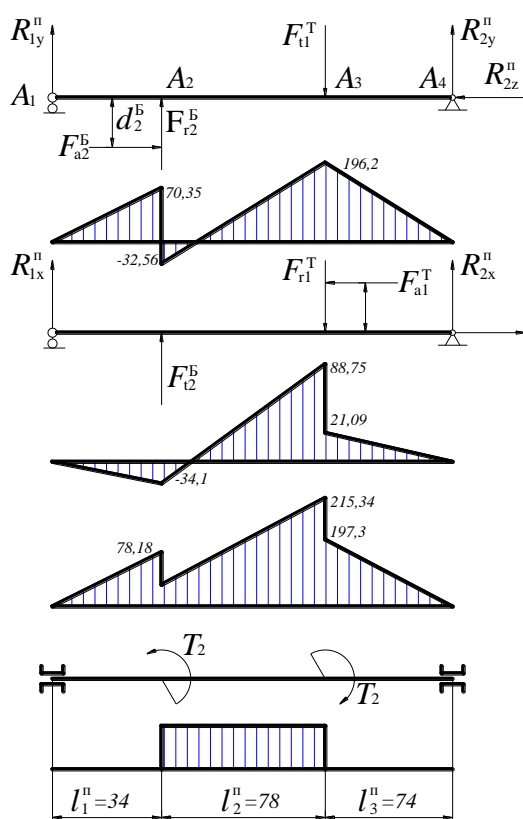


Рис. 28. Эпюры изгибающих и крутящих моментов для промежуточного вала

Для построения эпюр вычисляем значения изгибающих моментов в характерных сечениях вала (A_1, A_2, A_3, A_4).

Вертикальная плоскость (YOZ):

– сечение $A_1, M_X = 0$;

– сечение A_2 , слева: $M_X = R_{1Y}^{\Pi} l_1^{\Pi} = 2069,2 \cdot 0,034 = 70,35 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– сечение A_3 , справа:

$$M_X = R_{1Y}^{\Pi} l_1^{\Pi} - F_{a2}^B \frac{d_2^B}{2} = 2069,2 \cdot 0,034 - 804 \frac{0,256}{2} = 32,56 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– сечение $A_3, M_X = R_{2Y}^{\Pi} l_3^{\Pi} = 2650,8 \cdot 0,074 = 196,2 \text{ Н}$;

– сечение $A_4, M_X = 0$.

Горизонтальная плоскость (XOZ):

– сечение $A_1, M_Y = 0$;

– сечение $A_2, M_Y = R_{1X}^{\Pi} l_1^{\Pi} = 34,102 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– сечение A_3 , слева:

$$M_Y = -R_{1X}^{\Pi} (l_1^{\Pi} + l_2^{\Pi}) + F_{t2}^B l_2^{\Pi} = 1003 (0,034 + 0,078) + 2578 \cdot 0,078 = 88,748 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– сечение A_3 , справа: $M_Y = R_{2X}^{\Pi} l_3^{\Pi} = 285 \cdot 0,074 = 21,09 \text{ Н}$;

– сечение $A_4, M_Y = 0$.

Расчет сечения A_3 на статическую прочность

Изгибающий момент при коэффициенте перегрузки $K_{\Pi} = 2,2$:

$$M_{\max} = K_{\Pi} M_{A3} = 2,2 \cdot 215,34 = 473,75 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Моменты сопротивления сечения при диаметре $d_{A3} = 55 \text{ мм}$ (табл. 28 – для сплошных круглых сечений; табл. 29 – в данном случае):

$$W_X = 14510 \text{ мм}^3;$$

$$W_K = 30800 \text{ мм}^3.$$

Нормальные и касательные напряжения в сечении A_3 :

$$\sigma = \frac{M_{\max} \cdot 10^3}{W_X} = \frac{473,75 \cdot 10^3}{14510} = 32,65 \text{ МПа};$$

$$\tau = \frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{\Pi}}{W_K} = \frac{330 \cdot 10^3 \cdot 2,2}{30800} = 23,56 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma} = \frac{240}{32,65} = 7,35;$$

$$S_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau} = \frac{120}{23,56} = 5,09.$$

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} S_{T\tau}}{\sqrt{(S_{T\sigma})^2 + (S_{T\tau})^2}} = \frac{7,35 \cdot 5,09}{\sqrt{(7,35)^2 + (5,09)^2}} = 4,18 > [S] = 2,0.$$

Следовательно, статическая прочность вала в сечении A_3 обеспечена с запасом.

Расчет сечения A_3 на сопротивление усталости

Амплитудные напряжения циклов:

$$\sigma_a = \frac{M_{A3}}{W_x} = \frac{215,34 \cdot 10^3}{14510} = 14,84 \text{ МПа};$$

$$\tau = \frac{\tau_K}{2} = \frac{T_2 \cdot 10^3}{2W_K} = \frac{330 \cdot 10^3}{2 \cdot 30800} = 5,36 \text{ МПа}.$$

Концентратором в сечении (из двух) является посадка с натягом тихоходной шестерни на промежуточный вал.

$$\text{По табл. 12: } \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = 2,95; \quad \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = 1,8.$$

$$\text{По табл. 10: } K_{F\sigma} = 0,96; \quad K_{F\tau} = 0,96.$$

Поверхность без упрочнения: $K_V = 1$ (табл. 11).

Коэффициенты снижения пределов выносливости:

$$K_{\sigma D} = \frac{\left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right)}{K_V} = \frac{\left(2 + \frac{1}{0,96} - 1 \right)}{1} = 2,99;$$

$$K_{\tau D} = \frac{\left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right)}{K_V} = \frac{\left(1,8 + \frac{1}{0,975} - 1 \right)}{1} = 1,82.$$

Пределы выносливости вала:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{170}{2,99} = 56,86 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{100}{1,82} = 54,95 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a} = \frac{56,86}{14,84} = 3,83;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a} = \frac{54,95}{5,36} = 10,25.$$

Коэффициент запаса усталостной прочности:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{(S_{\sigma})^2 + (S_{\tau})^2}} = \frac{3,83 \cdot 10,25}{\sqrt{(3,83)^2 + (10,25)^2}} = 3,59;$$

$$[S] = 2,5, \text{ т. е. } S > [S].$$

Таким образом, сопротивление усталости вала в сечении A_3 обеспечено.

9.5. Построение эпюр моментов для тихоходного вала и проверка его прочности

Для построения эпюр определяем значения изгибающих моментов в характерных сечениях вала 1, А, 2, Б (рис. 29).

Вертикальная плоскость (YOZ):

– сечение 1: $M_X = 0$;

– сечение А: $M_X = R_{1Y}^{\Pi} l_2^{\Pi} = 22018 \cdot 0,106 = 213,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– сечение 2: $M_X = 0$;

– сечение Б: $M_X = 0$.

Горизонтальная плоскость (XOZ):

– сечение 1: $M_Y = 0$;

– сечение А, слева: $M_Y = R_{1X}^T l_2^T = 333,1 \cdot 0,106 = 35,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– сечение А, справа:

$$M_Y = R_{1X}^T l_2^T + F_{a2}^T \frac{d_2^T}{2} = 331,1 \cdot 0,106 + 1156 \frac{0,283}{2} = 35,1 + 163,7 = 198,7 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– сечение 2, $M_Y = 0$;

– сечение Б, $M_Y = 0$.

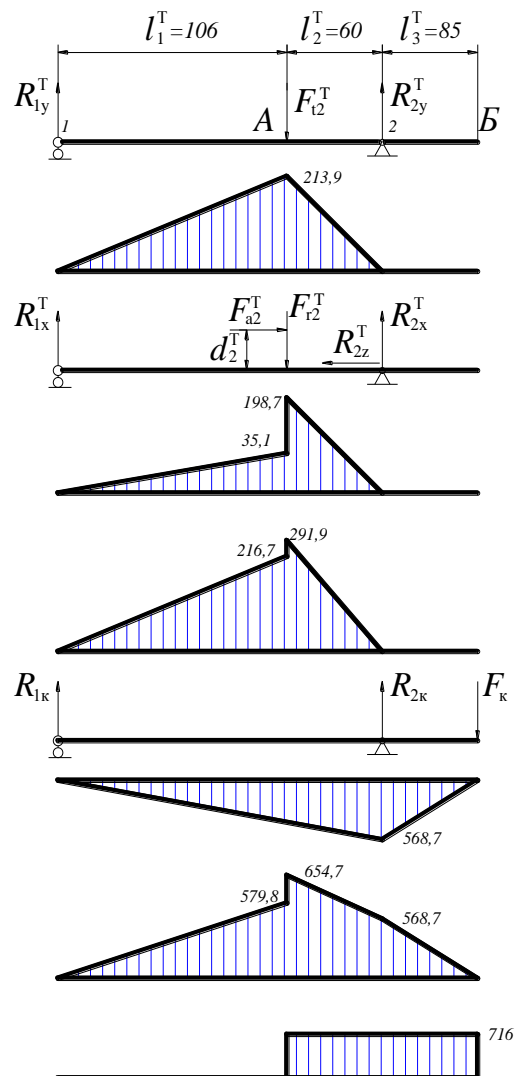


Рис. 29. Эпюры изгибающих и крутящих моментов для тихоходного вала

Результирующий изгибающий момент в каждом сечении находим с использованием известной формулы:

$$M_{\text{рез}} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}.$$

Изгибающий момент от радиальной консольной нагрузки:

– сечение 1, $M_K = 0$;

– сечение А, $M_K = R_{1K} l_2^T = 3425,6 \cdot 0,106 = 363,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– сечение 2, $M_K = F_K^T l_0^T = 6690,6 \cdot 0,085 = 568,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– сечение Б $M_K = 0$.

Эпюра суммарного изгибающего момента $M_{\text{сум}}$ с учетом внешней и радиальной консольной нагрузки построена на рис. 29 по результатам вычислений $M_{\text{сум}} = M_{\text{рез}} + M_K$.

Расчет сечения А на статическую прочность

Суммарный изгибающий момент при коэффициенте перегрузки $K_{\Pi} = 2,2$:

$$M_{\text{max}} = K_{\Pi} M_{\text{сум}} = 2,2 \cdot 654,7 = 1440,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Моменты сопротивления сечения вала с учетом наличия шпоночной канавки (табл. 29):

$$W_X = 37600 \text{ мм}^3;$$

$$W_K = 79000 \text{ мм}^3.$$

Нормальные и касательные напряжения в рассматриваемом сечении:

$$\sigma = \frac{M_{\text{max}} \cdot 10^3}{W_X} = \frac{1440,3 \cdot 10^3}{37600} = 38,3 \text{ МПа};$$

$$\tau = \frac{T_3 \cdot 10^3}{W_K} = \frac{716 \cdot 10^3}{79000} = 9,06 \text{ МПа}.$$

В качестве материала для вала выбираем сталь 45:

$$\begin{aligned}\sigma_B &= 560 \text{ МПа}; \quad \sigma_T = 280 \text{ МПа}; \\ \tau_T &= 150 \text{ МПа}; \quad \sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}; \\ \tau_{-1} &= 150 \text{ МПа}; \quad \psi_\sigma = \psi_\tau = 0.\end{aligned}$$

Коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$\begin{aligned}S_{T\sigma} &= \frac{\sigma_T}{\sigma} = \frac{280}{38,3} = 7,3; \\ S_{T\tau} &= \frac{\tau_T}{\tau} = \frac{150}{9,06} = 16,05.\end{aligned}$$

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} S_{T\tau}}{\sqrt{(S_{T\sigma})^2 + (S_{T\tau})^2}} = \frac{7,3 \cdot 16,5}{\sqrt{(7,3)^2 + (16,05)^2}} = 6,68 > [S_T] = 2,0.$$

Следовательно, статическая прочность вала в сечении А обеспечена с запасом.

Расчет сечения А на сопротивление усталости

Амплитудные напряжения циклов:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{M}{W_X} = \frac{654,7 \cdot 10^3}{37600} = 17,41 \text{ МПа}; \\ \tau_a &= \frac{\tau_K}{2} \frac{T_2 \cdot 10^3}{2W_K} = \frac{716 \cdot 10^3}{2 \cdot 79000} = 4,53 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

В рассматриваемом сечении имеют место два концентратора напряжений: посадка с натягом и шпоночная канавка. Наиболее чувствительным является первый концентратор. По табл. 12 имеем:

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = 3,15; \quad \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = 1,875.$$

Посадочную поверхность вала под зубчатое колесо при посадке с натягом шлифовать $R_a = 0,8$ мкм: $K_{F\sigma} = 0,91$; $K_{F\tau} = 0,95$ (см. табл. 10). Поверхность вала – без упрочнения: $K_V = 1$ (табл. 11).

Коэффициенты снижения пределов выносливости:

$$K_{\sigma D} = \frac{\left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right)}{K_V} = \frac{\left(3,15 + \frac{1}{0,91} - 1 \right)}{1} = 3,249;$$

$$K_{\tau D} = \frac{\left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right)}{K_V} = \frac{\left(1,875 + \frac{1}{0,95} - 1 \right)}{1} = 1,928.$$

Пределы выносливости вала:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{250}{3,249} = 79,95 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{150}{1,928} = 77,8 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a} = \frac{79,95}{17,41} = 4,59;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a + \psi_{\tau D} \tau_m} = \frac{77,8}{4,53} = 17,2.$$

Коэффициент запаса усталостной прочности в сечении под зубчатым колесом:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{(S_{\sigma})^2 + (S_{\tau})^2}} = \frac{4,59 \cdot 17,2}{\sqrt{(4,59)^2 + (17,2)^2}} = 4,43;$$

$$[S] = 2,5, \text{ т. е. } S > [S].$$

Таким образом, сопротивление усталости вала в сечении А обеспечено.

Таблица 28

Моменты сопротивления сплошных круглых сечений валов

d , мм	W_X , мм ³	W_K , мм ³	d , мм	W_X , мм ³	W_K , мм ³
20	789	1571	46	9560	19110
21	909	1818	47	10190	20400
22	1045	2090	48	10860	21700
23	1194	2390	50	12270	24500
24	1357	2710	52	13800	27600
25	1534	3070	55	16330	32700
26	1726	3450	58	19160	38800
28	2160	4310	60	21200	42400
30	2650	5300	62	23400	46800
32	3220	6430	65	27000	53900
34	3860	7720	68	30900	61700
35	4210	8420	70	33700	67300
36	4580	9160	72	36600	73300
38	5390	10770	75	41400	82800
40	6280	12570	78	46600	93200
42	7270	14550	80	50300	100600
44	8360	16730	82	54100	108200
45	8950	17890	85	60300	120600

Таблица 29

**Значения моментов сопротивления W_X и W_K сечений вала
с пазом для призматической шпонки**

d , мм	$b \times h$, мм	W_X , мм ³	W_K , мм ³	d , мм	$b \times h$, мм	W_X , мм ³	W_K , мм ³
20	6÷6	655	1440	45	14÷9	7800	16740
21		770	1680	48		9620	20500
22		897	1940	50		10916	23695
24	8÷7	1192	2599	53	16÷10	12869	28036
25		1275	2810	55		14510	30800
26		1459	3180	56		15290	33265
28		1854	4090	60	18÷11	18760	40000
30	2320	4970	63	21938		47411	
32	10÷8	2730	5940	67	20÷12	26180	56820
34		3330	7190	70		30200	63800
36		4010	8590	71		31549	68012
38		4775	10366	75		37600	79000
				80	22÷14	45110	97271

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Анурьев В.Н.** Справочник конструктора-машиностроителя. – М.: Машиностроение, 2001.
2. **Глухих В.Н.** Расчет и проектирование валов в редукторах: Метод. указания по курсовому проектированию. – СПб.: ЛТА, 2002.
3. **Дунаев П.Ф., Леликов О.П.** Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроительных специальностей учреждений среднего специального образования. – М.: Машиностроение, 2002.
4. **Иванов М.Н., Иванов В.Н.** Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. – М.: Высш. шк., 1975.
5. **Леликов О.П.** Расчет валов на ЭВМ. – М.: МВТУ, 1986.

Глухих Владимир Николаевич
Прилуцкий Алексей Андреевич

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ

Учебное пособие

Ответственный редактор

Т.Г. Смирнова

Редактор

Л.Г. Лебедева

Корректор

Н.И. Михайлова

Компьютерная верстка

Н.В. Гуральник

Дизайн обложки

Н.А. Потехина

Подписано в печать 03.03.2010. Формат 60×84 1/16

Усл. печ. л. 4,42. Печ. л. 4,75. Уч.-изд. л. 4,63

Тираж 300 экз. Заказ № С 4

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