

№ 30

Контрольный экземпляр

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, МЕХАНИКИ И ОПТИКИ

ИНСТИТУТ ХОЛОДА И БИОТЕХНОЛОГИЙ



В.Н. Глухих

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ В РЕДУКТОРАХ

Учебно-методическое пособие



Санкт-Петербург

2012

Глухих В.Н. Расчет и проектирование валов в редукторах: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2012. – 60 с.

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

Методические указания к курсовому проектированию предназначены для студентов всех специальностей всех форм обучения

Рецензент: доктор техн. наук, проф. В.И. Пекарев

Рекомендовано к печати редакционно-издательским советом Института холода и биотехнологий



В 2009 году Университет стал победителем многоэтапного конкурса, в результате которого определены 12 ведущих университетов России, которым присвоена категория «Национальный исследовательский университет». Министерством образования и науки Российской Федерации была утверждена программа его развития на 2009–2018 годы. В 2011 году Университет получил наименование «Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики».

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2012

© Глухих В.Н., 2012

ВВЕДЕНИЕ

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

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

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

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

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

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

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

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

1. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ВАЛОВ

Основными критериями работоспособности валов являются их прочность и жесткость.

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

- сравнением фактических напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ с допускаемым $[\sigma]$, $\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma]$;
- сравнением фактического запаса прочности n с допускаемым $[n]$, $n \geq [n]$;
- по вероятности неразрушения.

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

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

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

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

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

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

2. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ВАЛОВ

Для изготовления валов используют углеродистые стали марок 20, 30, 40, 45, 50, легированные стали марок 20X, 40X, 40XН, 18X2H4A, 40XН2МА и др., высокопрочные модифицированные чугуны, титановые сплавы ВТЗ-1, ВТ-6, ВТ-9. Характеристики некоторых материалов приведены в прил., табл. 1.

Выбор материала, вида и режима термической или термохимической обработки определяется конструкцией вала и опор, условиями эксплуатации. Так, например, быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, требуют высокой твердости цапф, поэтому такие валы изготавливают из цементируемых сталей 12X2H4A, 18X1T или азотируемых сталей 38X2MЮА и др. Валы-шестерни по этой причине изготавливают из нецементируемых сталей 12XН3А, 12X2H4A и др. Валы под насадные зубчатые колеса редукторов выполняют из улучшенной стали 45 (255-285НВ) и 40X (269-302НВ), участки валов, контактирующие с уплотнительными манжетами, должны иметь твердость поверхности не менее 30HRC. Длинные полые валы иногда изготавливают (намоткой) из композиционных материалов. Для ответственных гяжелонагруженных валов применяют легированные стали 40XНМА, 25X1T и др. Для неответственных ма-

лонагруженных валов используют углеродистые стали без термообработки. В приборостроении применяют сплавы цветных металлов.

Валы без термообработки изготавливают из сталей 35, 40, Ст5, Ст6, 40Х, 40ХН, 30ХН3А; с термообработкой – из сталей 45, 50.

3. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Расчет валов на изгиб и кручение без предварительного компоновочного эскизного чертежа редуктора не представляется возможным. Эскизную компоновку редуктора делают сразу же после окончания расчета передач. Эскизный чертеж следует выполнять в карандаше на миллиметровой бумаге формата А1 в масштабе 1:1 или, в крайнем случае, 1:2. Чертеж обычно вычерчивают в одной или двух 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.

Редукторы вертикального типа изображают в разрезе в вертикальной осевой плоскости.

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

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

3.1. Первый этап эскизного проектирования

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

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

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

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

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

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

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

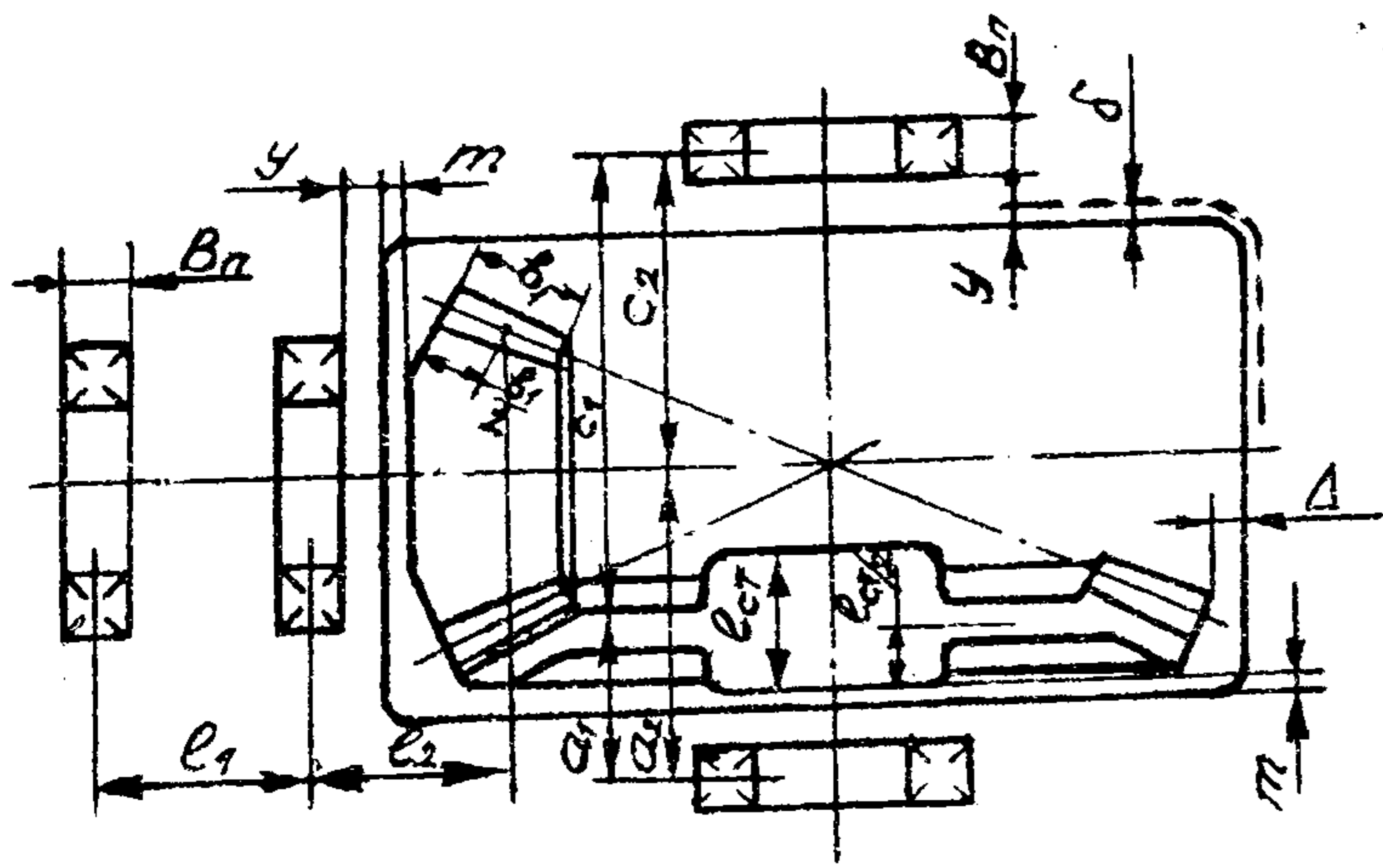


Рис. 1. Эскизная компоновка конического зубчатого редуктора

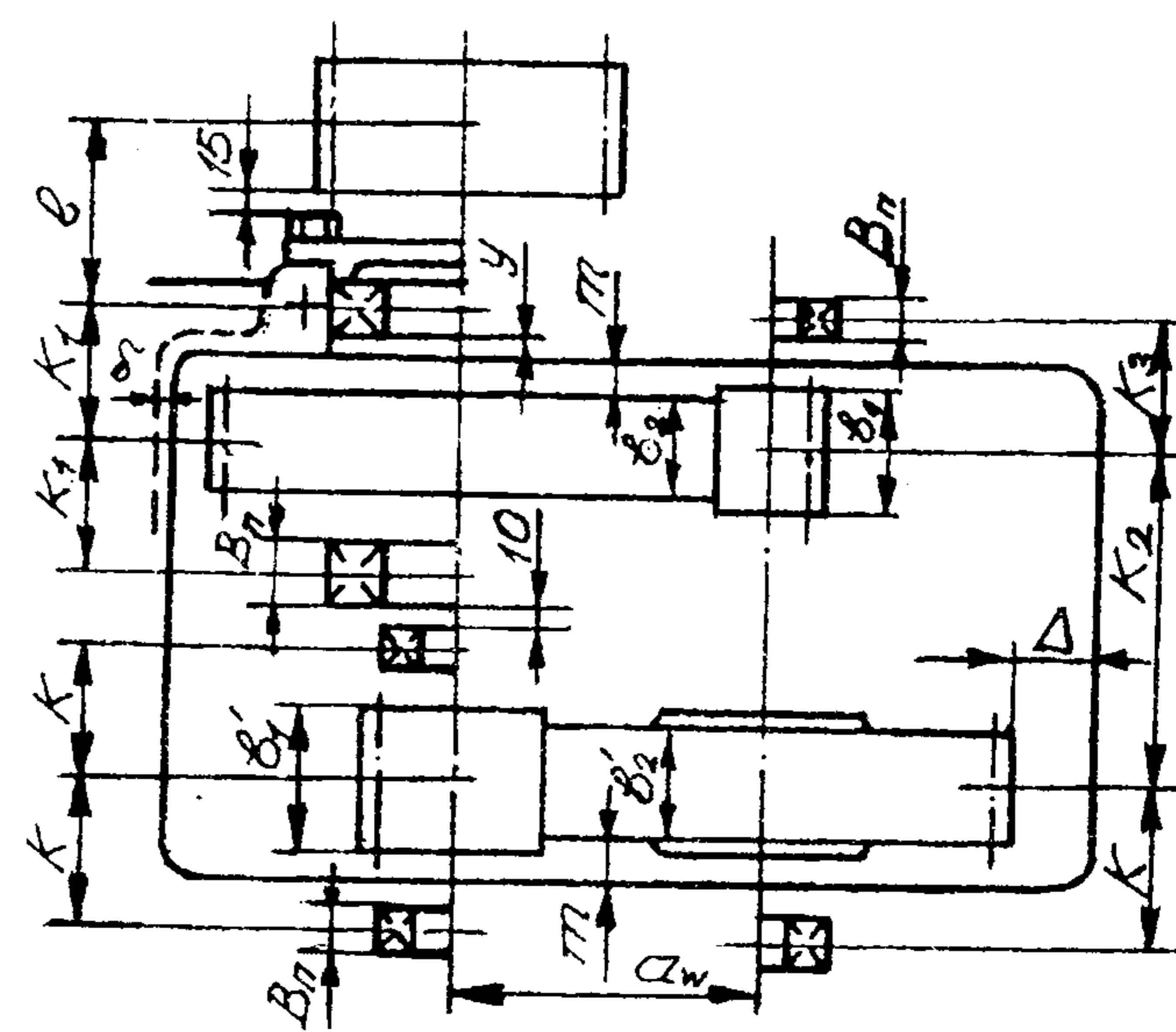


Рис. 3. Эскизная компоновка соосного редуктора

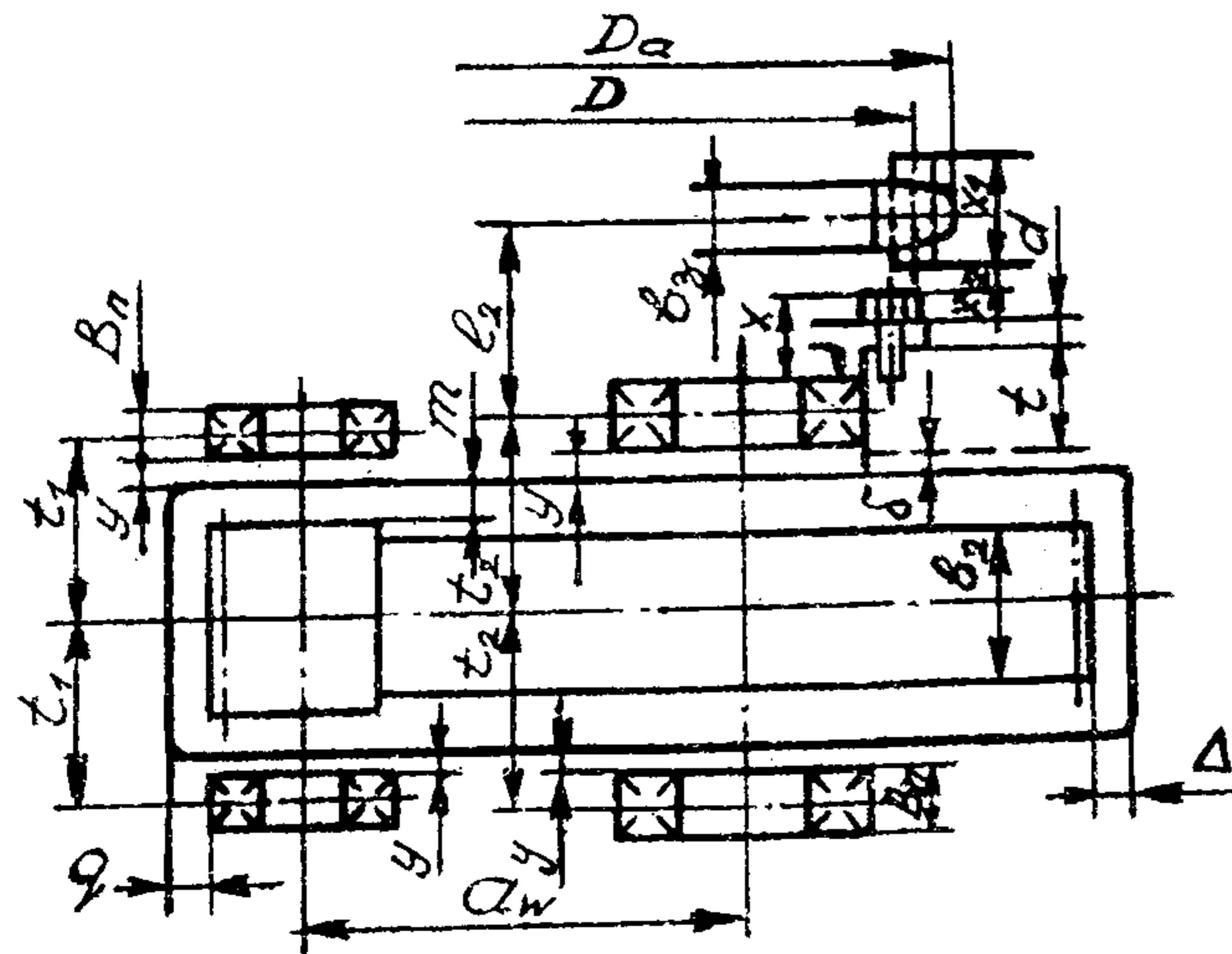


Рис. 2. Эскизная компоновка одноступенчатого цилиндрического редуктора

Таблица 1

Размеры к схемам на первом этапе эскизной компоновки редуктора

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

Обозначение	Наименование	Величина
S	Расстояние между колесами на промежуточном валу в редукторах, выполненных по развернутой схеме	$S = 10 \div 15 \text{ мм}$
Δ	Наименьший размер между зубчатым колесом и внутренней поверхностью корпуса редуктора	$\Delta \geq 1,2\delta$, где δ - толщина стенки корпуса редуктора
L_1	Расстояние между подшипниками консольного вала	$L_1 = 100 \div 180 \text{ мм}$ (в среднем, в зависимости от габаритов редуктора)
L	Расчетное расстояние между подшипниками (пролет вала)	Значение L определяется для каждого вала на основании компоновочных схем редукторов, аналогичных изображенным на рис. 2-4. Для вала червяка $L_{\text{ч}} = (0,8 \div 1,0) D_{\text{ч}}$
$L_{\text{к}}, L_{\text{ч}}$	То же для червячного редуктора	Определяется из компоновочной схемы
l_3	Расчетное расстояние от вращающейся детали на выходном валу редуктора до опоры	Назначается конструктивно на основании эскизной компоновки редуктора на 1-м этапе
y	Расстояние от торца подшипника качения до внутреннего контура стенки корпуса редуктора	$y = 10 \div 15 \text{ мм}$ в среднем; при густой смазке подшипников выбирается в зависимости от конструкции магнеудерживающего кольца
χ	Высота крышки подшипника с головкой болта	Выбирается в зависимости от конструкции крышки, типа уплотнения и способа закрепления подшипника
χ_2	Расстояние от вращающихся деталей до неподвижной крышки	$\chi_2 = 15 \div 20 \text{ мм}$
χ_1	Длина участка вала, на котором установлена вращающаяся деталь	Выбирается в зависимости от длины ступицы и способа закрепления детали на валу

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

Определение расчетной длины консольных участков вала

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

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

$$d \geq 103 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_k]}}, \quad (1)$$

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

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

Расчетную длину консольного участка определяют по формуле

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

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

3.2. Второй этап эскизного проектирования

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

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

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

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

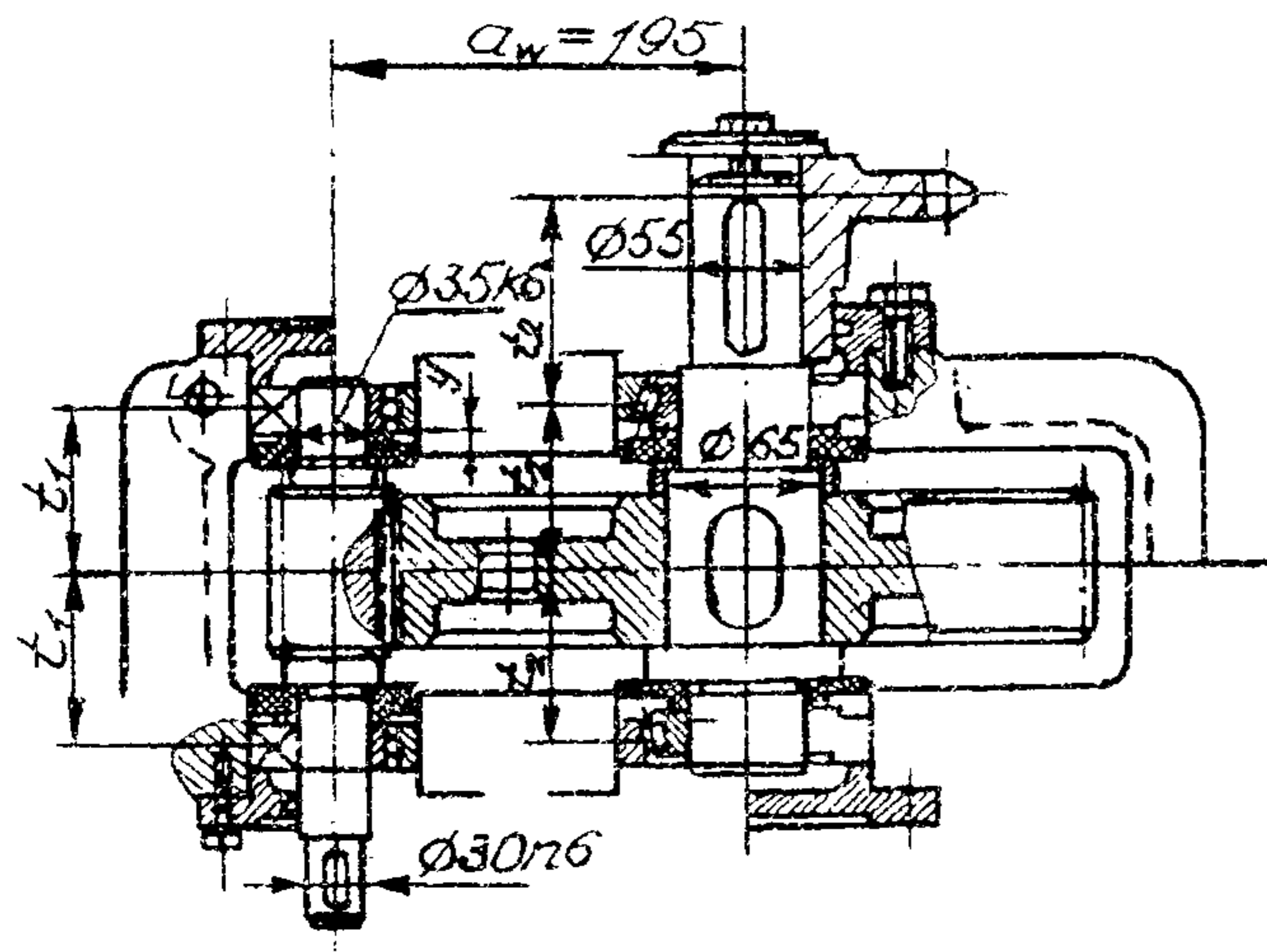


Рис. 4. Второй этап эскизного проектирования одноступенчатого редуктора

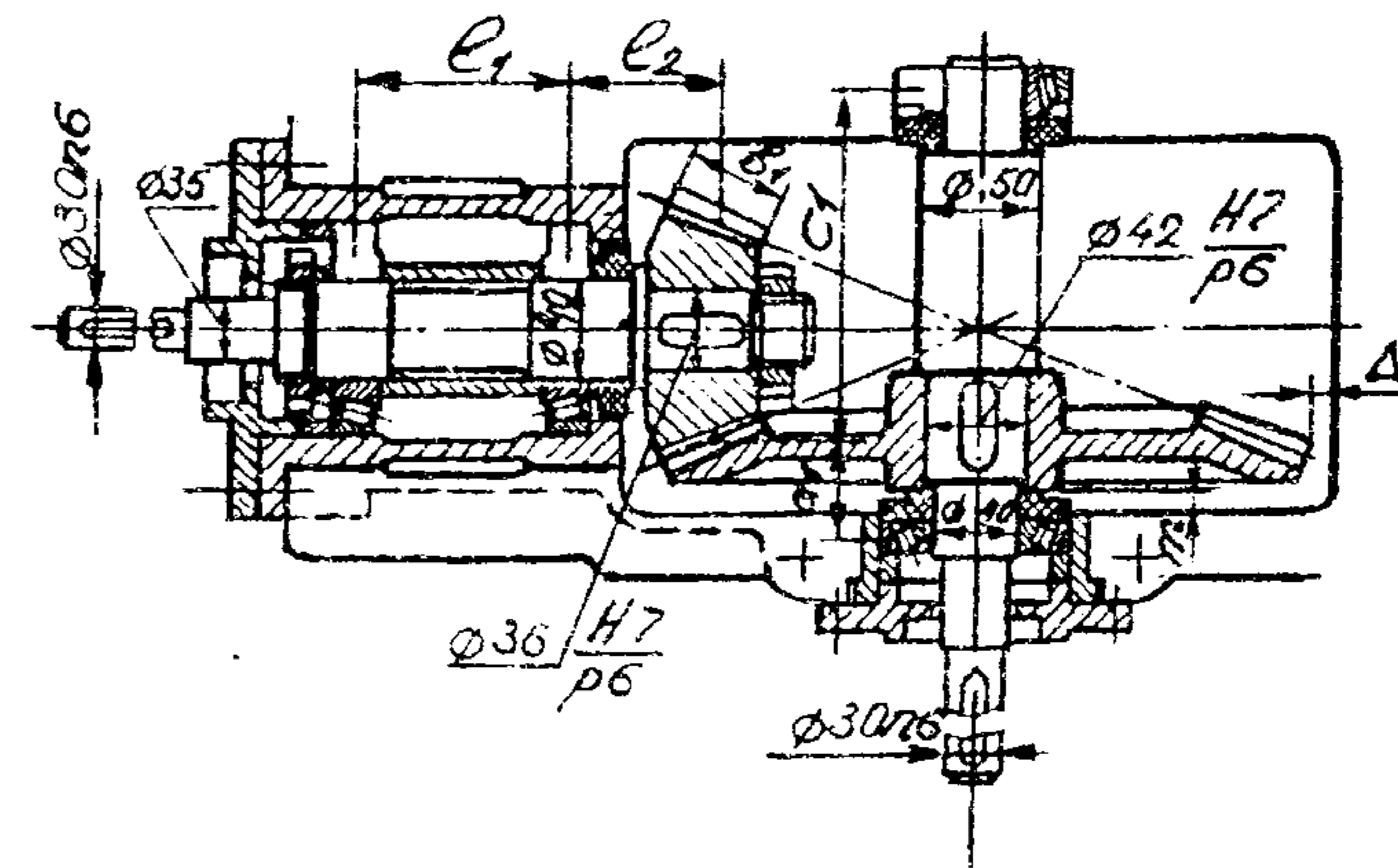


Рис. 5. Второй этап эскизного проектирования конического редуктора

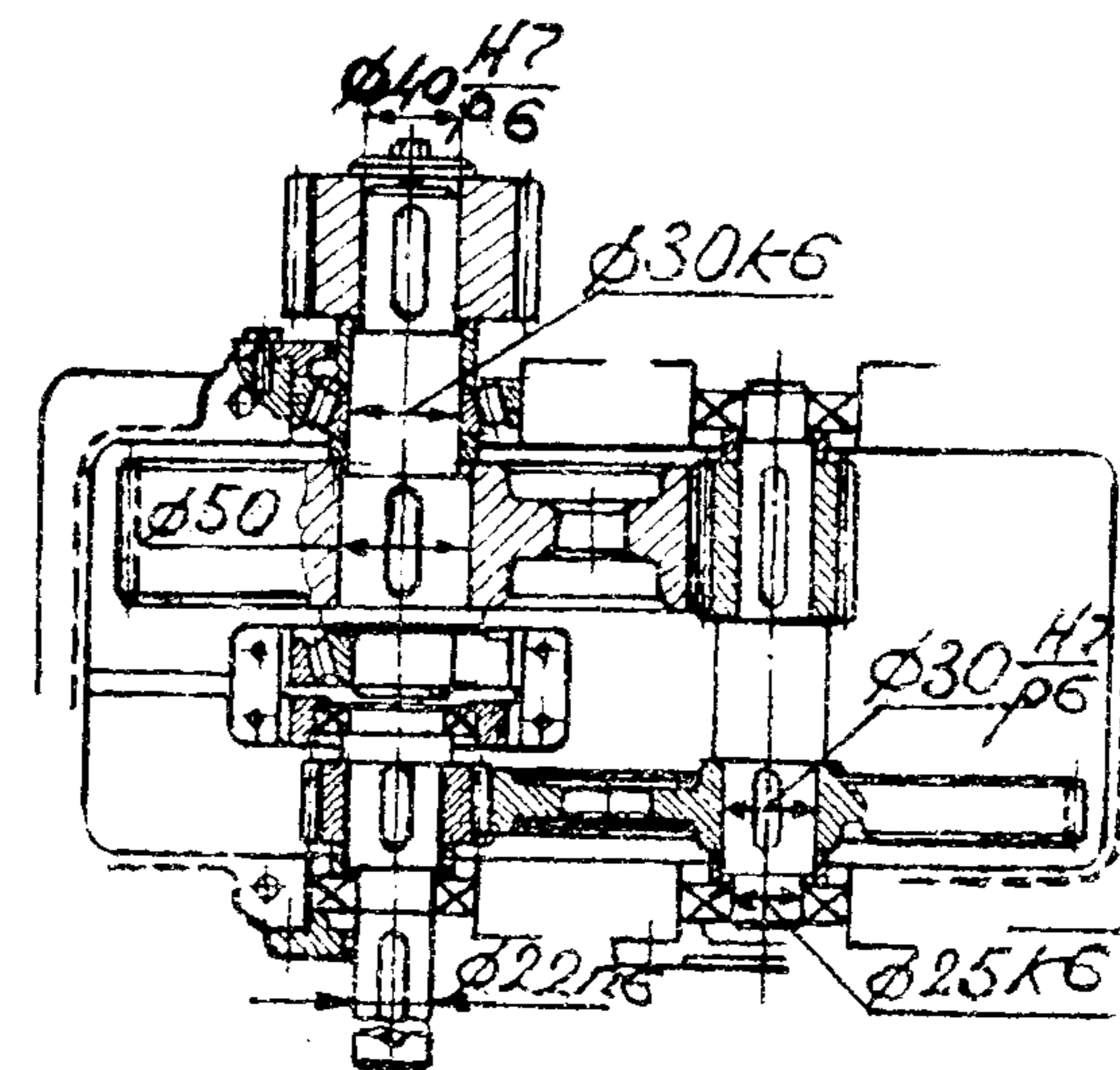


Рис. 6. Второй этап эскизного проектирования соосного редуктора

4. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ

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

4.1. Предварительный расчет вала

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

Определение нагрузок, действующих на вал

Расчетные значения крутящего момента на валу определяют по формуле

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Окружная сила на зубчатых колесах и цепных звездочках, Н:

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

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

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

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

а осевую силу в цилиндрической косозубой паре:

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

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

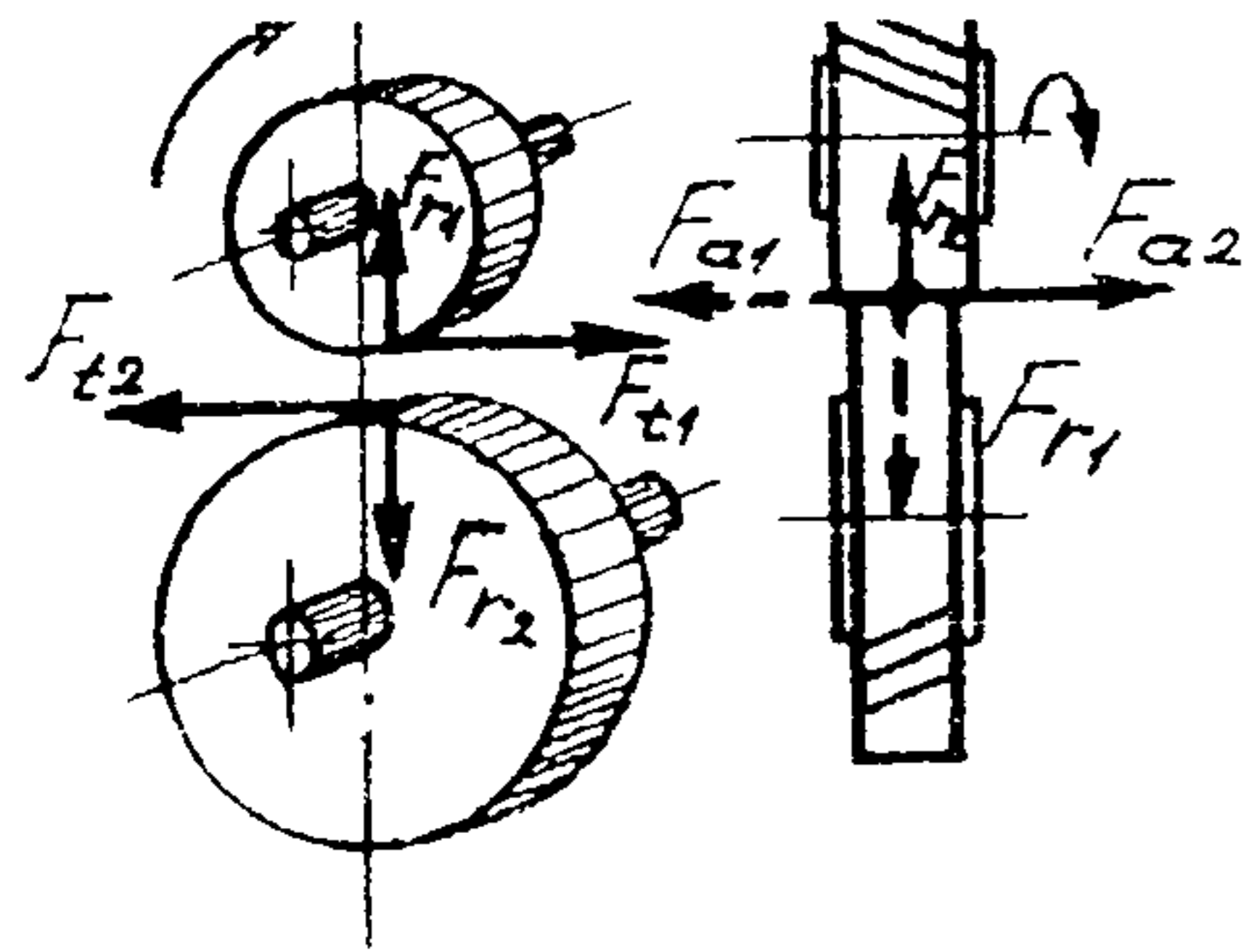
Нагрузку на вал от цепной передачи приближенно принимают направленной параллельно ведущей ветви цепи и равной произведению окружной силы на коэффициент, зависящий от положения передачи (для горизонтальной передачи – 1,15, для вертикальной – 1,05).

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

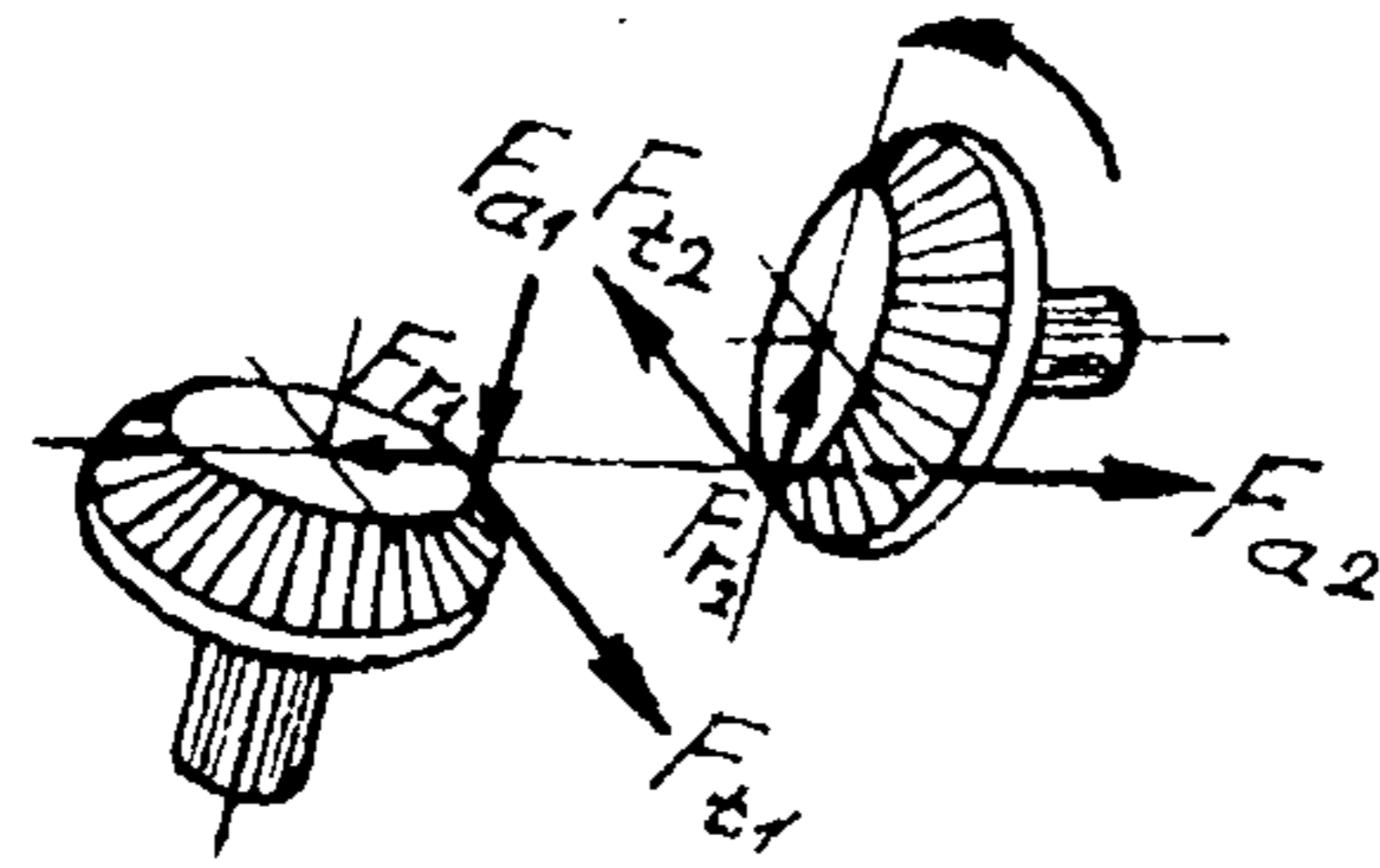
Для того, чтобы учесть дополнительную нагрузку от соединения валов агрегатов с неизменными смещениями относительно соосного положения, а также возможность установки на входном или выходном валах зубчатого колеса, шкива или звездочки, на консольном участке вала прикладывают соответствующую консольную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

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

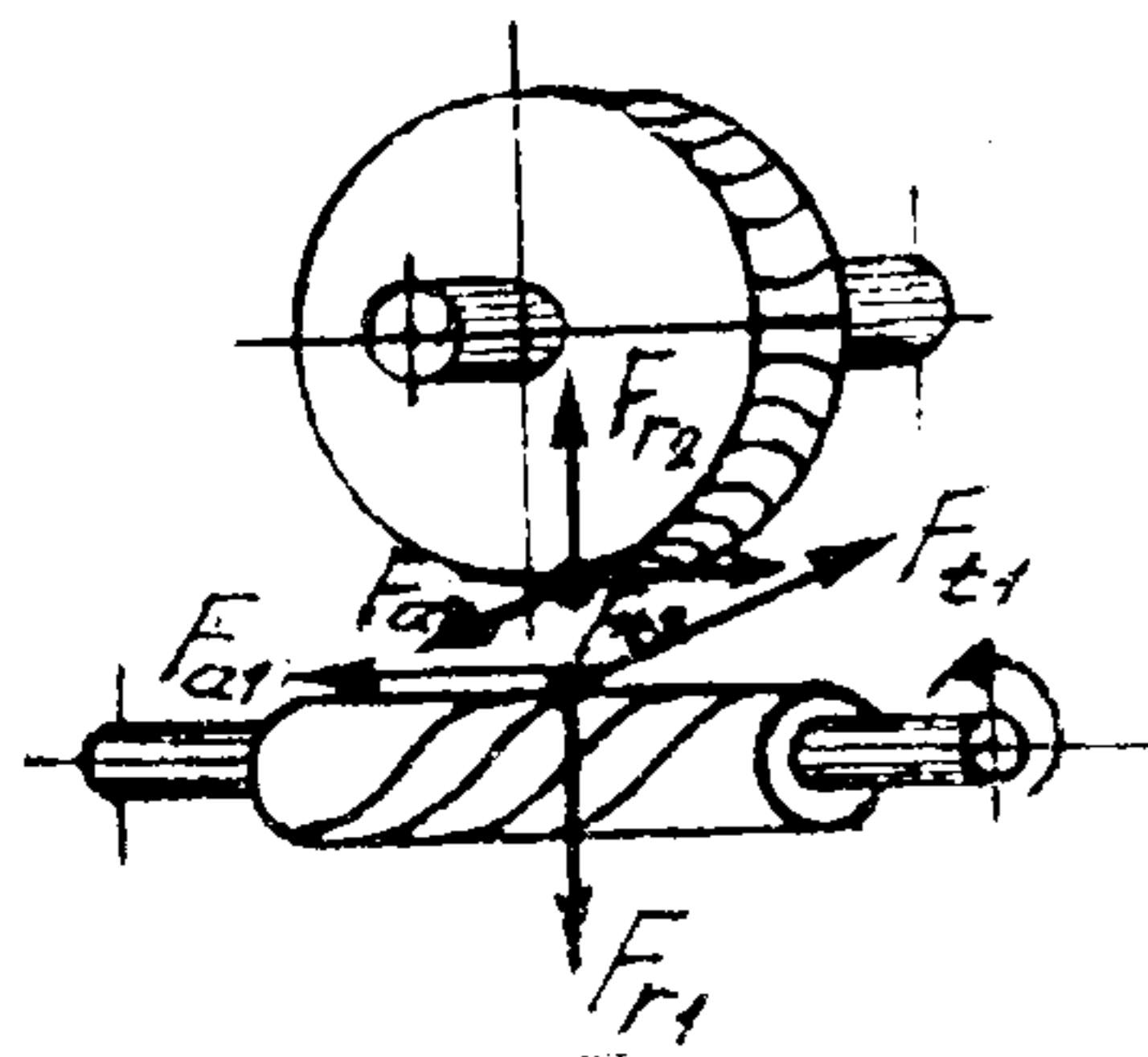
a



б



в



г

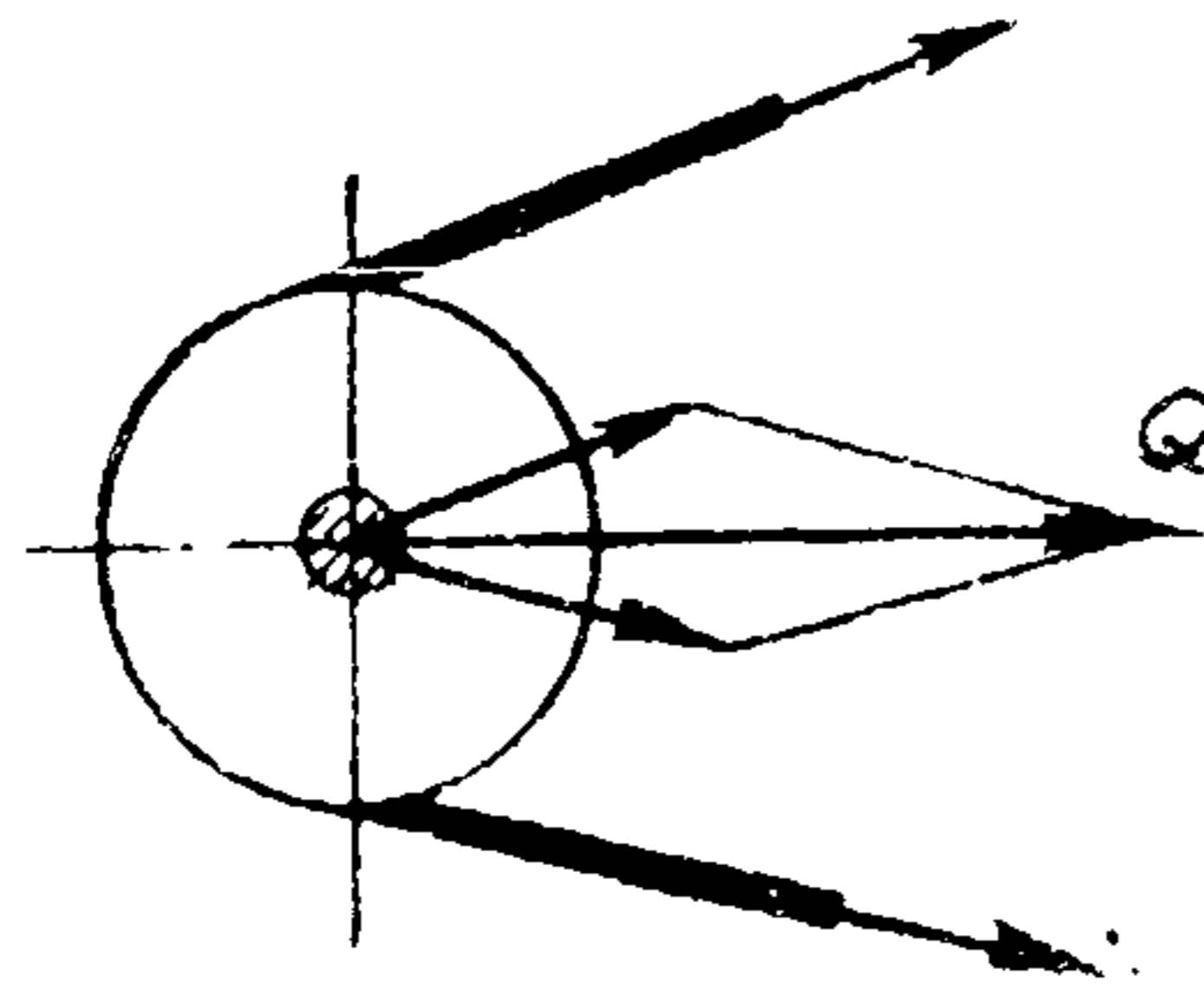


Рис. 7. Схемы сил в некоторых передачах:
а – зубчатых цилиндрических; б – конических; в – червячных; г – ременных

Определение консольных нагрузок на валах редукторов

Для редукторов общего назначения максимальные величины радиальных консольных нагрузок F_k на быстроходных и тихоходных валах регламентируются ГОСТ 16162-85Е и определяются по формулам в табл. 2.

Таблица 2

Значения радиальных консольных нагрузок на валах редукторов

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

Примечание: В формулах приняты следующие обозначения:
 T_t – крутящий момент на тихоходном валу; T_b – крутящий момент на быстроходном валу.

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

Значения радиальных консольных нагрузок на валах редукторов при передаче вращения муфтой

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

Примечание: В формулах приняты следующие обозначения: D – наружный диаметр муфты, м; B – длина площади контакта сухаря с полумуфтами, м; D_0 – диаметр окружности расположения центров пальцев, м; l – расстояние от конца зубчатого сочленения до торца муфты, м; D_0 – диаметр звездочки, м

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

Тип передачи	Величина консольной нагрузки
	F_k, H
Плоскоременная	$F_k = (5 \div 6) T_5 / D_2$
Клиноременная	$F_k = (3,2 \div 8,5) T_6 / D_2$
	Меньшие значения применяют при окружной скорости $V = 1 \div 5$ м/с, большие – при $V = 25 \div 30$ м/с
Цепная	$F_k = (2,3 \div 2,4) T_T / D_0$
	Меньшие значения принимают при вертикальных передачах, большие – при горизонтальных

Примечание: В формулах приняты следующие обозначения: D_2 – диаметр ведомого шкива, м; D_0 – диаметр звездочки на тихоходном валу редуктора, м.

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

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

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

Расчетные схемы опор валов

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

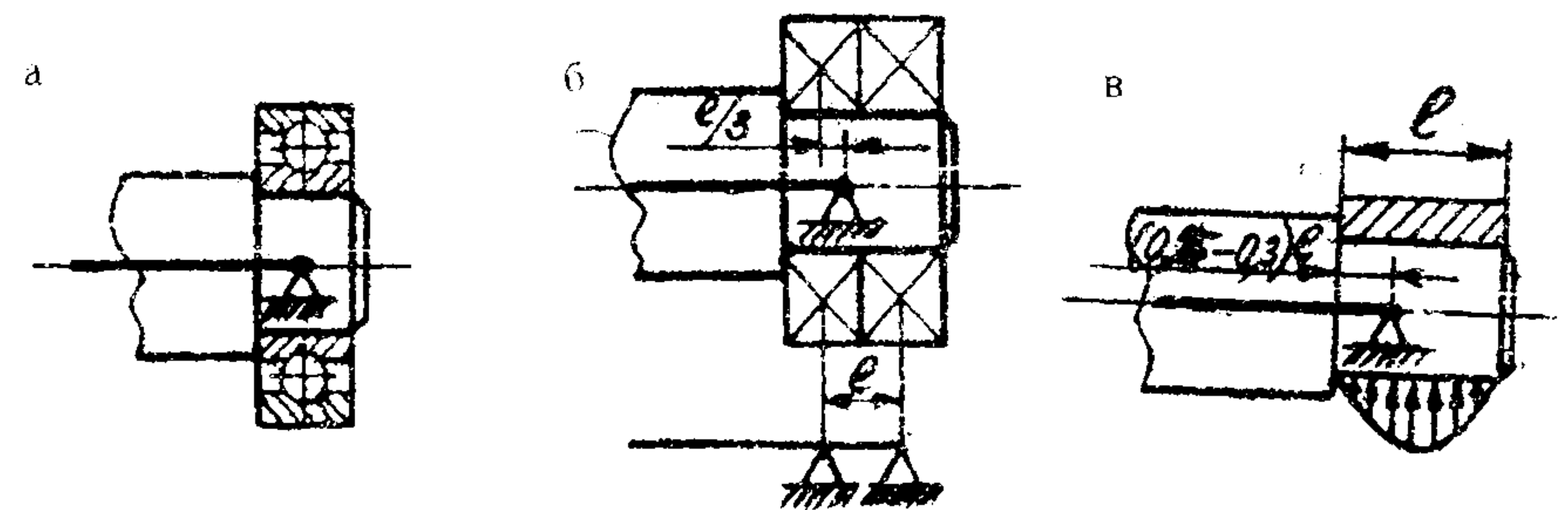


Рис. 8. Схема опор валов:

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

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

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

Последовательность предварительного расчета валов

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

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

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

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

для нереверсивного вала

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

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

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

причем меньшие значения принимают для расчета сечений с насаживаемыми деталями.

Расчет вала выполняют в следующей последовательности:

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

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

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

4. Определяют опорные реакции для обеих схем нагружения.

5. Определяют изгибающие моменты в горизонтальной ($M_{\text{г}}$) и вертикальной ($M_{\text{в}}$) плоскостях и строят их эпюры.

6. Строят эпюру результирующего изгибающего момента по результатам вычислений

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

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

Примечание. Для валов, не имеющих консольного участка, расчеты по пп. 7, 8 не выполняются.

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

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

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

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

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

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

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

В случае полого вала:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

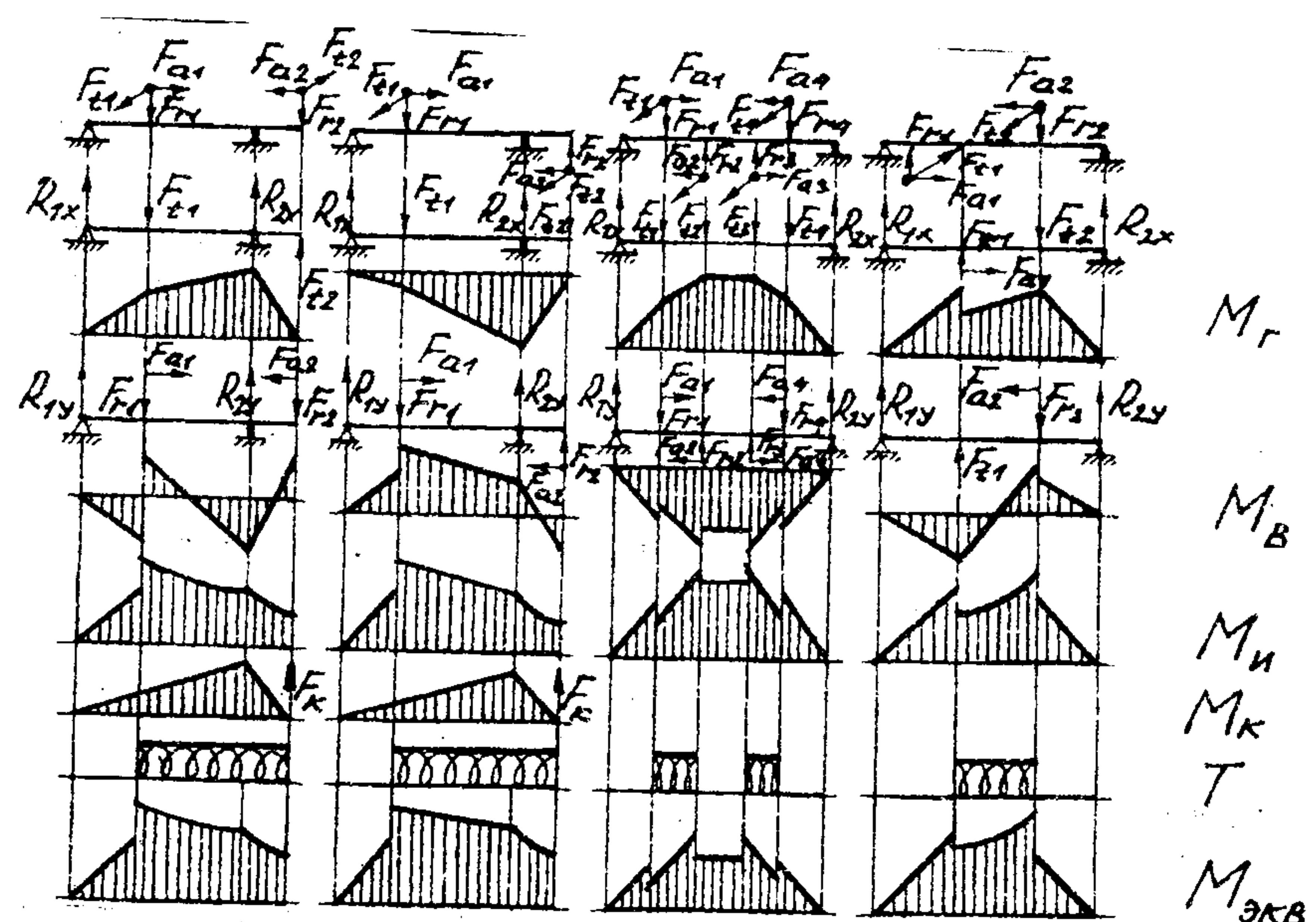
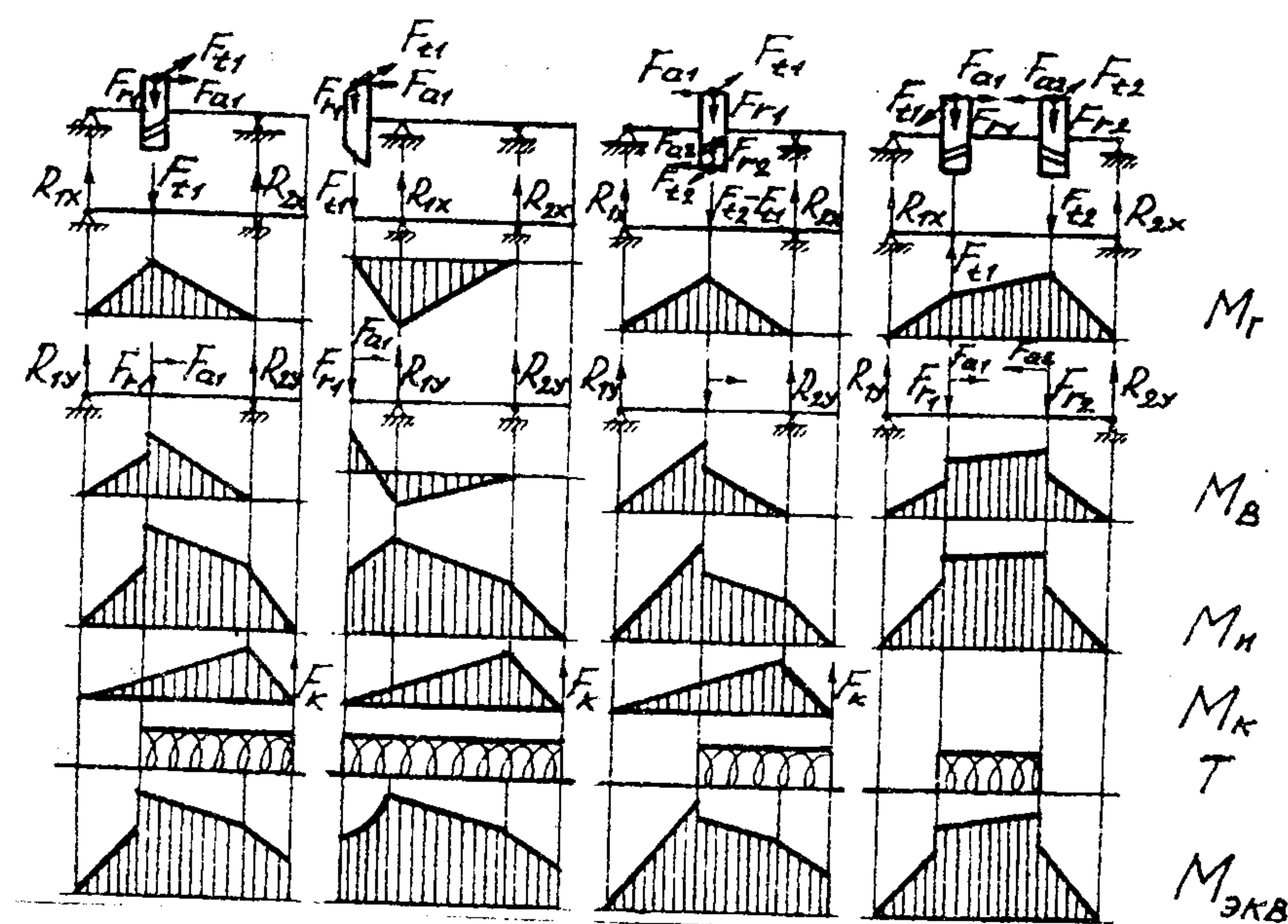


Рис. 9. Эпюры моментов для наиболее распространенных схем валов

4.2. РАСЧЕТ ВАЛА НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

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

Диаметр вала считается подобраным правильно, если запас прочности составляет:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

где σ_{-1} , τ_{-1} — пределы выносливости материала вала при симметричном цикле (прил., табл. 1); β_σ , β_τ — коэффициенты, учитывающие влияние состояния поверхности (прил., табл. 10); ε_σ , ε_τ — коэффициенты, учитывающие масштабный эффект при изгибе и кручении (прил., табл. 9); K_σ , K_τ — эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений (прил., табл. 5, 6, 7, 8, 11); Ψ_σ , Ψ_τ — коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений (прил., табл. 1, 13).

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

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

Проверку усталостной прочности выполняют в следующей последовательности:

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

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

где M_n — значение изгибающего момента в исследуемом сечении вала; W_x , W_p — осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала;

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

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

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

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

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

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

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

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

5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

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

5.1. Концевые участки валов

Входной и выходной валы редукторов, и коробок передач имеют консольные участки для установки муфт, шкивов, звездочек. Консольные участки могут быть цилиндрическими и коническими. Раз-

меры цилиндрических концов валов по ГОСТ 12080–66 приведены в прил., табл. 14.

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

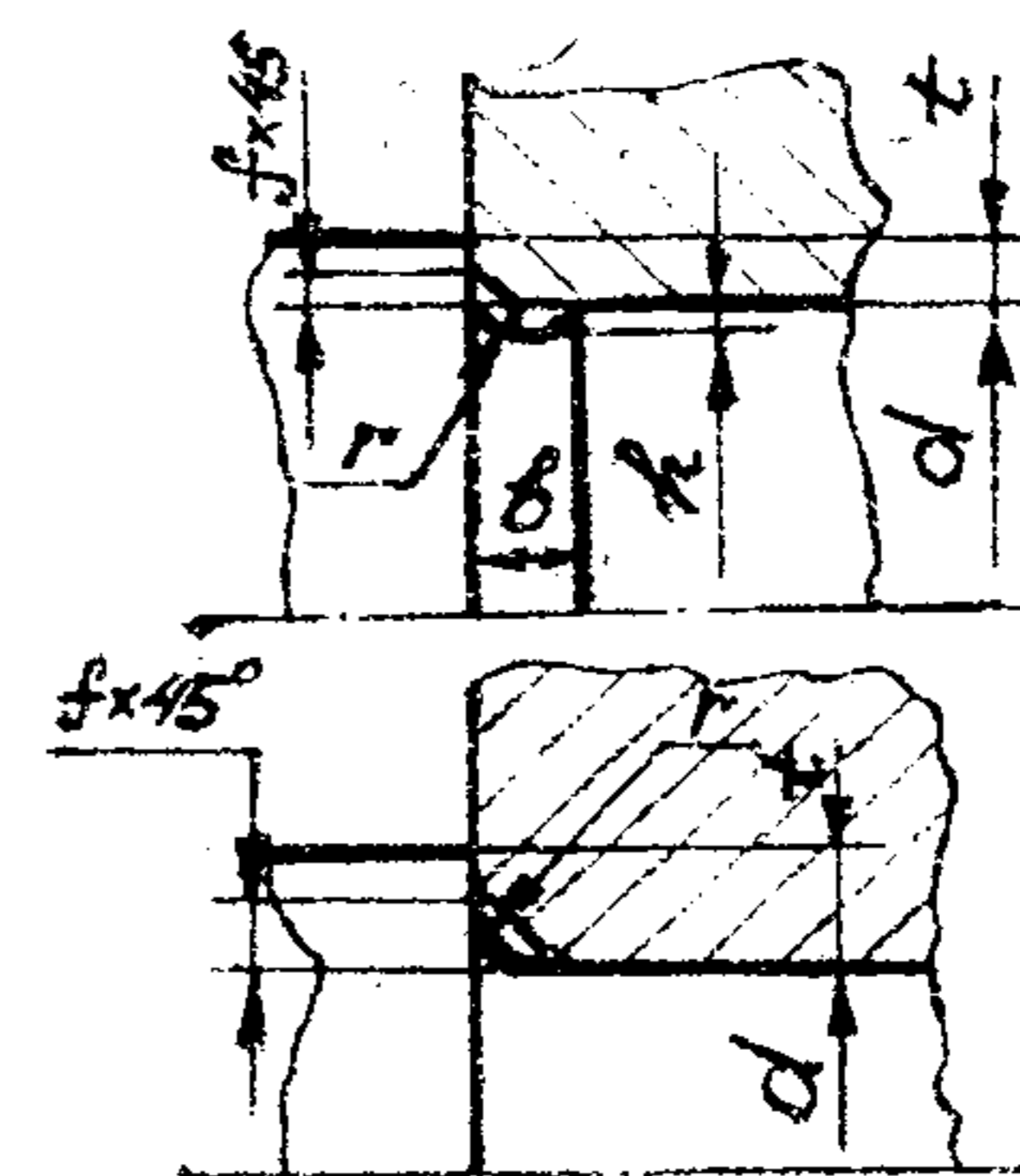


Рис. 10. Схема ступенчатого перехода в валах

Таблица 6

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

Таблица 7

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

Переходной участок между ступенями вала выполняют галтелью радиуса r . В коротких жестких валах (редукторы, коробки передач), а также на концевых участках валов выполняют канавки для выхода шлифовального круга (табл. 6). Соседний с концевым участок вала

предназначен для посадки подшипника. Диаметр ступени нужно согласовать с посадочным диаметром подшипника. При этом нужно предусмотреть возможности установки подшипника без съема призматической шпонки. Ориентировочное значение диаметра вала под подшипником

$$d_n \geq d + 2t_2 + 0,5 (м.д),$$

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

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

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

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

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

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

5.2. Быстроходные валы

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

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

Таблица 8

Степень точности	Диаметр фрезы D_f при модуле фрезы m , мм					
	2 ÷ 2,5	2,5 ÷ 2,75	3 ÷ 3,75	4 ÷ 4,5	5 ÷ 5,5	6 ÷ 7
7	90	100	112	125	140	160
8 ÷ 10	70	80	90	100	112	125

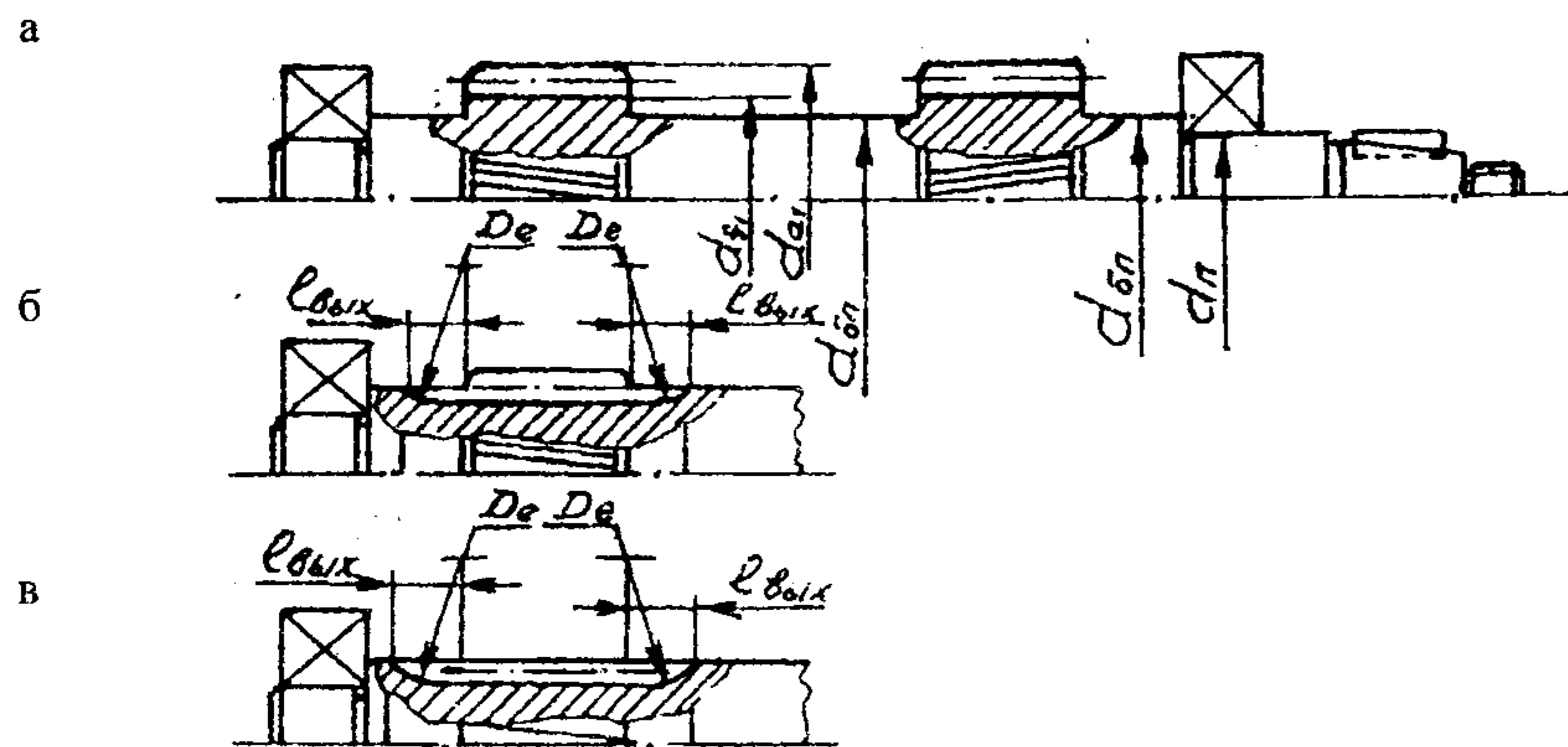


Рис. 11. Схема конструирования быстроходного вала:
а – при диаметре $d_f > d_{\text{бп}}$; б, в – при диаметре $d_f < d_{\text{бп}}$

5.3. Промежуточные валы

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

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

Значения r и f приведены в табл. 9.

Таблица 9

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

В зависимости от размеров шестерни конструкцию выполняют по рис. 12, а ($d_f > d_{\text{бп}}$) или по рис. 12, б ($d_f < d_{\text{бп}}$). Допускается участок выхода фрезы распространять на торцы вала, контактирующие с колесом или внутренним кольцом подшипника.

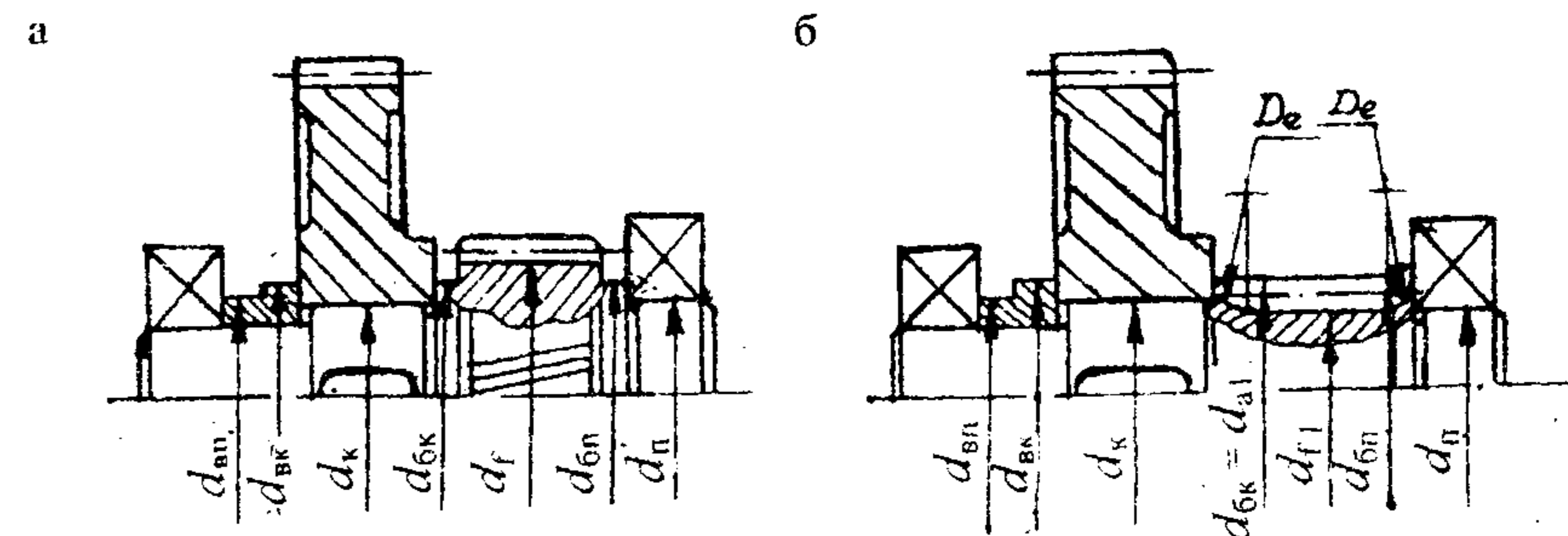


Рис. 12. Конструкции промежуточного вала
а – при диаметре $d_f > d_{\text{бп}}$; б – при диаметре $d_f < d_{\text{бп}}$

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

5.4. Тихоходные валы

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

