



Федеральное агентство по рыболовству
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Астраханский государственный технический университет»
Система менеджмента качества в области образования, воспитания, науки и инноваций сертифицирована
ООО «ДКС РУС» по международному стандарту ISO 9001:2015

Институт морских технологий, энергетики и транспорта

Кафедра «Общеинженерные дисциплины
и наземный транспорт»

РАСЧЕТ ВАЛА НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО КУРСУ «МЕХАНИКА»**

для студентов направлений

21.03.01 Нефтегазовое дело

13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

20.03.02 Природообустройство и водопользование

Астрахань 2024

Хахов А.А.

Расчет вала на сопротивление усталости. Методические указания по курсу «Механика». – Астрахань: АГТУ, 2024. – 47 с.

В пособии рассмотрены примеры составления расчетных схем, определения внутренних силовых факторов и расчета на прочность и сопротивление усталости валов круглого поперечного сечения, работающих на изгиб с кручением. Пособие предназначено в помощь студентам для подготовки к текущей аттестации по курсам «Механика», «Прикладная механика» и «Сопротивление материалов».

Методическое пособие обсуждено и рекомендовано к изданию на заседании кафедры «Общеинженерные дисциплины и наземный транспорт» ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет»
Протокол заседания кафедры № 3 от 13.03.2024г.

Рецензент: Славин Б.М., доцент кафедры «Общеинженерные дисциплины и наземный транспорт», к. т. н., доцент.

© Хахов А.А., 2024

© Астраханский государственный
технический университет, 2024

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 Общие сведения	5
2 Исходные данные для расчета вала на прочность	6
3 Составление расчётной схемы вала	7
4 Расчет вала на статическую прочность	10
5 Расчет вала на сопротивление усталости	13
ЛИТЕРАТУРА	18
Приложение А. Структурная и силовая схема редуктора ...	19
Приложение Б. Компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора	21
Приложение В. Силы в зацеплении механических передач	22
Приложение Г. Приведение сил в зацеплении к оси вала ..	26
Приложение Д. Материалы валов	28
Приложение Е. Геометрические характеристики поперечных сечений	29
Приложение Ж. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений	31
Приложение И. Коэффициенты влияния поверхностного упрочнения	37
Приложение К. Пример расчета тихоходного вала редуктора на прочность	38

ВВЕДЕНИЕ

Расчеты валов на прочность важны при проектировании редукторов для обеспечения надежной работы всей конструкции.

Расчеты проводят в несколько этапов. Вначале при разработке компоновки редуктора определяют предварительные минимальные размеры диаметров валов, обеспечивающие прочность под действием крутящих моментов.

Затем, после конструктивных уточнений диаметров рассматриваемого вала на различных участках с сопряженными деталями, приступают к проверке статической прочности опасного сечения при совместном действии максимального изгибающего и крутящего моментов в момент включения электродвигателя привода.

Далее требуется при длительном вращении вала, в связи с переменным характером изменения напряжений во времени, выполнить проверочный расчет опасных сечений на сопротивление усталости с учетом влияния концентраторов напряжений и других факторов.

Применяемые в методике упрощенные расчеты на сопротивление усталости валов при длительном сроке их службы выполнены в предположении регулярного переменного режима нагружения. Регулярные нагружения характеризуются периодическим законом изменения напряжений с одним максимумом и одним минимумом в течение одного периода цикла. При этом предполагается постоянство параметров амплитудного и среднего значения цикла напряжений в течение всего времени эксплуатации.

К основным факторам, влияющим на сопротивление усталости валов, относят: концентрацию напряжений в местах резкого изменения размеров и очертаний вала; абсолютные размеры поперечного сечения (масштабный фактор); качество обработки поверхности; технологические методы поверхностного упрочнения; эксплуатационные факторы (коррозия, температура, частота нагружения).

Суммарное влияние перечисленных факторов приводит к снижению в несколько раз предела выносливости вала по сравнению с пределом выносливости гладких полированных лабораторных образцов диаметром 5-10 мм, испытываемых на усталость по ГОСТ 25.502-79.

В данных методических указаниях подробно изложен порядок расчетов и приведен пример их выполнения. В приложениях помещен необходимый материал для использования в расчетах, а также иллюстрации помогающие студентам разобраться в сути применяемых методик.

1 Общие сведения

Валы и оси – типовые элементы машин и механизмов, предназначенные для поддержания, установки и крепления вращающихся деталей и узлов механизмов, таких как зубчатые колеса, шкивы, муфты, мешалки, барабаны центрифуг и т.д. По своей конструкции валы и оси очень похожи друг на друга. Принципиальное различие между осями и валами состоит в том, что *валы передают крутящий момент, а оси не передают крутящий момент*.

Конструктивные элементы вала редуктора представлены на рисунке 1.

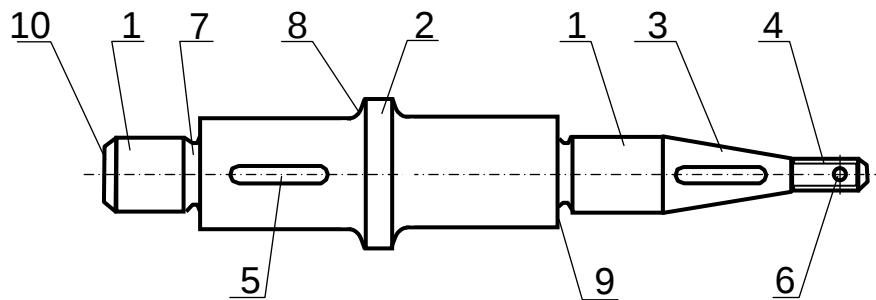


Рисунок 1 – Конструктивные элементы вала редуктора

Опорные части валов и осей, работающих только на изгиб, называются *цапфами* (шипами) 1, а опоры вращающихся осей и валов, передающих крутящий момент, называются *подшипниками*.

Для предотвращения осевого смещения деталей относительно вала могут использоваться *бурты* 2, участки конической формы 3, ступени или заплечики 9. Для закрепления деталей на валу предусматривают *резьбовые участки* 4 *шпоночные пазы* 5, отверстия 6. Наличие *проточек* (канавок) 7 обычно связано с технологией шлифовки участков вала. Для уменьшения концентрации напряжений в зонах с резким изменением диаметра вала необходимы плавные скругления – *галтели* 8. *Фаски* 10 облегчают насаживание деталей на вал. Непосредственно на валу может быть нарезано зубчатое колесо (деталь называется вал-шестерня), червяк (винтовая часть червячной передачи). Участки вала с резким изменением геометрической формы (шпоночные пазы, резьба, отверстия, галтели, фаски, проточки), а также участки с напрессованными элементами (подшипники, ступицы колёс и шкивов и т. д.) являются концентраторами напряжений.

Цель расчёта вала – обеспечение его работоспособности в заданных условиях эксплуатации. Расчёт вала тесно связан с его конструированием, т.е. определением формы и размеров.

Расчёту вала предшествует анализ особенностей работы проектируемого устройства, анализ силовых взаимодействий между элементами, предварительный отбор основных критериев

работоспособности значимых для данного вала, установление порядка расчёта, разработка расчётной схемы вала. Расчётная схема включает такие обязательные составляющие, как геометрическую схему, дополняемую схемой нагружения вала, необходимые механические и прочностные характеристики материала.

Из общей методики расчёта валов расчёт вала редуктора включает в себя:

- расчёт по пониженным напряжениям на кручение, проводимый на этапе разработки компоновки редуктора, позволяет определить минимальный диаметр вала, необходимый, в том числе, и для предварительного подбора подшипников;
- расчёт на статическую прочность при пуске привода;
- расчёт на сопротивление усталости в режиме эксплуатации.

Расчёты вала на *статическую прочность* и на *сопротивление усталости* сводятся к определению фактических коэффициентов запаса прочности в опасных сечениях вала и их сравнения с нормативными (т.е. допускаемыми) запасами.

Следует иметь в виду, что после анализа результатов расчёта в конструкцию вала или в его расчётную схему могут вноситься изменения, и при необходимости расчёты могут повторяться с учётом выполненных корректировок.

2 Исходные данные для расчета вала на прочность

2.1 Перед расчетом необходимо иметь следующий графический материал:

- структурную схему редуктора (рис. А.1), изображенную в плане, с указанием направлений и величин угловых скоростей и крутящих моментов валов (результаты кинематического расчета);
- компоновку редуктора (рис. Б.1) с указанием размеров колёс, ориентировочных размеров участков валов, положением подшипников.

2.2 Направление вращения, угловая скорость ω и номинальный крутящий момент T рассчитываемого вала.

2.3 Ориентировочные диаметры d_{ei} консольной части входного и выходного вала редуктора, а также под подшипниками промежуточных валов, определённые при разработке эскиза компоновки (рис. Б.1) из условия прочности на кручение по пониженным допускаемым напряжениям

$$d_{ei} \geq \sqrt[3]{\frac{T_i}{0,2[\tau]_{кр}}},$$

где $[\tau]_{кр} = (15 \div 30)10^6$ – допускаемое напряжение на кручение для стали, Па (меньшее значение для быстроходного вала, большее значение для промежуточного и тихоходного вала);

T_i – крутящий момент рассчитываемого вала, Н·м.

Для входного вала редуктора и вала электродвигателя, на которые устанавливается соединительная муфта, требуется согласовать диаметры концевых валов под каждую полумуфту в соответствии со стандартом с учетом номинального вращающего момента муфты.

2.4 Делительный диаметр d колеса (шестерни, червяка) на валу. Принятое направление (левое или правое) наклона зубьев в косозубой передаче или хода винтовой линии червяка в червячной передаче (рис. А.2).

3 Составление расчётной схемы вала

Расчетная схема вала в зависимости от решаемой задачи может иметь различную степень детализации от самых простых вариантов до схем с более глубокой проработкой. Основой для составления расчётной схемы является компоновка редуктора (рис. Б.1).

Обычно расчётную схему вала представляют в виде балки на двух шарнирных опорах (А и В) с указанием:

- направлений и значений составляющих силы, действующей в зубчатом или червячном зацеплении;
- сил со стороны деталей сопряженных с входным или выходным валом (силы со стороны муфты, шкива, звёздочки и т.д.);
- направлений опорных реакций.

Если величины и направления составляющих сил в зацеплении не известны, то их можно определить по зависимостям приложения В.

3.1 Для составления расчётных схем валов (рис. 2, а, рис. 3, а) предварительно получают силовую схему редуктора в аксонометрии (рис. А.3) путём переработки структурной схемы (рис. А.1).

Усилия (силовые факторы), действующие на валы, подразделяются на [1]:

- крутящий момент, передаваемый от шпонки до шпонки;
- силы от зацепления в зубчатых, червячных, ременных и цепных передачах, которые меняют положение относительно вращающегося вала и вызывают в его волокнах знакопеременные напряжения;
- радиальная сила от муфты, возникающая из-за несоосности соединяемых валов и не меняющая положение относительно вала, т. е. вращается вместе с валом и вызывает в его волокнах постоянные по знаку напряжения;
- опорные реакции со стороны подшипников.

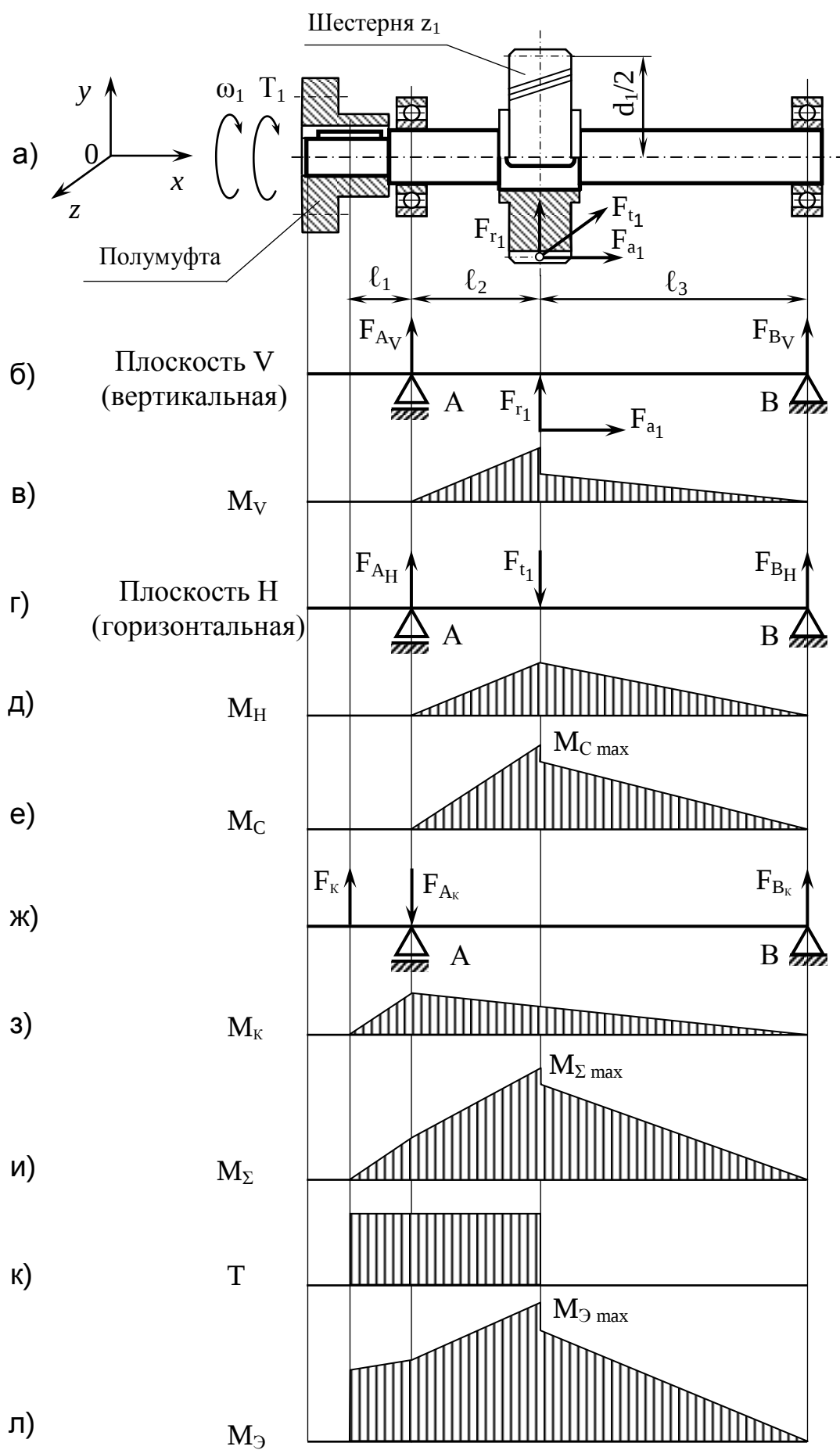


Рисунок 2 – Расчетные схемы и эпюры моментов быстроходного вала

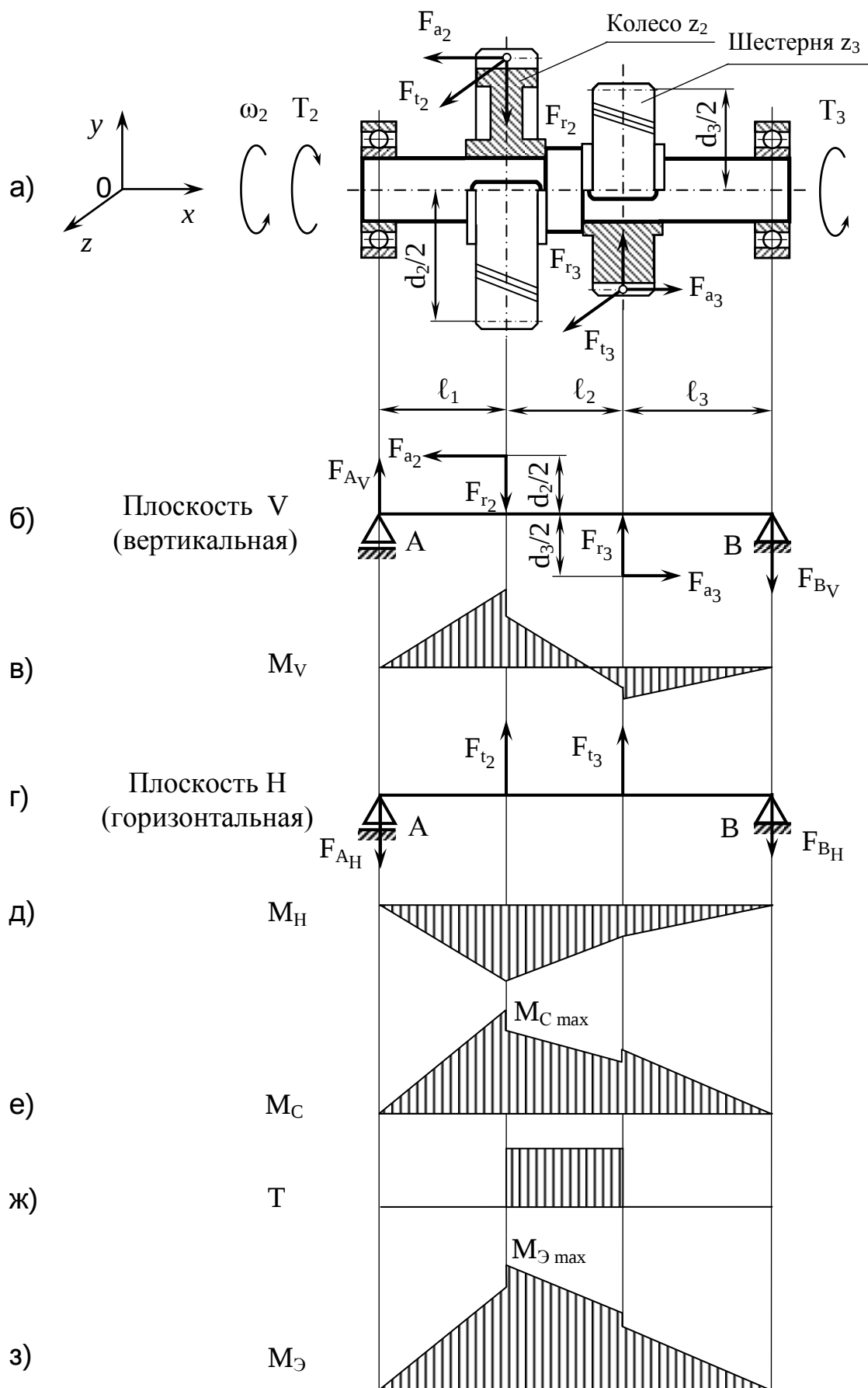


Рисунок 3 – Расчетные схемы и эпюры моментов промежуточного вала

3.2 Приведение сил в зацеплении к оси вала осуществляется по методике, изложенной в Приложении Г.

3.3 Поперечные силы от деталей, насаженных на вал (звёздочек, шкивов, полумуфт, колёс и т. д.) считаются сосредоточенными и приложенными к оси вала посередине ширины ступицы (длины шпонки на валу).

3.4 Составляется расчётная схема вала с силами, действующими в горизонтальной плоскости (H) (рис. 2, б; рис. 3, б).

3.5 Составляется расчётная схема вала с силами, действующими в вертикальной плоскости (V) (рис. 2, г; рис. 3, г).

3.6 При расчёте входного или выходного вала редуктора составляется расчётная схема, учитывающая радиальную силу от полумуфты. Данная сила вызвана действием центробежной силы и вращается вместе с валом, поэтому она изображается в произвольной плоскости (рис. 2, ж).

3.7 На всех расчётных схемах вала, в соответствии с компоновкой (Приложение Б), проставляются линейные размеры ℓ_i между сечениями, в которых приложены внешние силы.

3.8 Выбирается марка стали вала и его основные прочностные характеристики σ_T , τ_T по справочным данным (Приложение Д).

4 Расчет вала на статическую прочность

4.1 Общие положения. Расчет вала на статическую прочность выполняют с целью предотвращения пластических деформаций в период действия кратковременных перегрузок при пуске электродвигателя привода, причем концентрация напряжений не учитывается ввиду их незначительного влияния на несущую способность вала при режиме разгона привода.

4.2 Значение радиальной силы, действующей на консольную часть входного или выходного вала редуктора, на которую устанавливается полумуфта, определяется в соответствии с типом муфты [2]:

- кулачковая: $F_K = 0,5 F_{tm}$;
- пальцевая: $F_K = (1/3) F_{tm}$;
- цепная: $F_K = (1/6) F_{tm}$;
- зубчатая: $F_K = 0,1 F_{tm}$,

где $F_{tm} = 2T/d_m$ – окружная сила на рабочих элементах муфт;

d_m – диаметр начальной окружности муфты (диаметр расположения осей элементов или делительных диаметров зубьев, передающих вращение от ведущей к ведомой полумуфте) [4];

T – номинальный вращающий момент на валу редуктора (из кинематического расчета привода).

4.3 Значение радиальной силы, действующей на консольную часть входного или выходного вала редуктора, на которую в соответствии со структурной схемой привода предусмотрена установка шкива ременной передачи или звездочки цепной передачи, определяется по литературе [3, 4, 6, 7].

4.4 Из уравнений равновесия с учетом всех сил и моментов, действующих на вал, определяют опорные реакции:

– F_{AH}, F_{BH} в горизонтальной плоскости (H);

– F_{AV}, F_{BV} в вертикальной плоскости (V);

– F_{AK}, F_{BK} в плоскости действия центробежной силы от вращающейся муфты.

4.5 Определение изгибающих и крутящих моментов и построение эпюр для каждой расчётной схемы.

4.5.1 На границах грузовых участков рассчитывают изгибающие моменты:

– M_{Hi} в горизонтальной плоскости;

– M_{Vi} в вертикальной плоскости;

По данным расчётов строятся эпюры изгибающих моментов M_H (рис. 2, в; рис. 3, в) и M_V (рис. 2, д; рис. 3, д).

4.5.2 Вычисляют суммарные изгибающие моменты от изгибов в горизонтальной и вертикальной плоскостях, и строят эпюру суммарного момента M_C (рис 2, е; рис. 3, е):

$$M_C = \sqrt{M_H^2 + M_V^2}. \quad (1)$$

4.5.3 Рассчитывают изгибающий момент M_K от муфты, расположенной на консоли, и строят эпюру M_K , (рис. 2, з).

4.5.4 Определяют максимальные изгибающие моменты, условно принимая, что плоскость действия моментов M_K и M_C совпадают; строится эпюра результирующих изгибающих моментов M_Σ (рис. 2, и):

$$M_\Sigma = M_C + |M_K| \quad (2)$$

4.5.5 Строится эпюра номинального крутящего момента T (рис. 2, к; рис. 3, ж).

4.5.6 Вычисляют эквивалентный момент:

– для входного (выходного) вала редуктора и строится эпюра M_Δ (рис. 2, л):

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + T^2}. \quad (3)$$

– для промежуточного вала редуктора и строится эпюра M_{Σ} (рис. 3, з):

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_C^2 + T^2}. \quad (4)$$

4.5.7 Определяют опасные сечения вала по максимальному или близким к максимальному значению эквивалентного момента M_{Σ} (опасных сечений может быть несколько).

4.6 Вычисляются нормальное σ_u и касательное $\tau_{кр}$ напряжения в опасном сечении вала при изгибе и кручении с максимальными внутренними усилиями:

$$\sigma_u = K_{\Pi} \left(\frac{M_C + |M_K|}{W_{OC}} \right); \quad (5)$$

$$\tau_{кр} = K_{\Pi} \frac{T}{W_P}, \quad (6)$$

где W_{OC} и W_P – осевой и полярный момент сопротивления вала в опасном сечении (Приложение Е);

$K_{\Pi} = T_{max} / T$ – коэффициент перегрузки, учитывающий характеристики электродвигателя номинальной мощности (справочные данные). Для большинства асинхронных электродвигателей $K_{\Pi} \approx 2,2$ [5].

4.7 Эквивалентные напряжения по III теории прочности в опасном сечении вала:

$$\sigma_{\Sigma}^{III} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_{кр}^2} \leq [\sigma]_u = \frac{K_1 \sigma_T}{S_T}; \quad (7)$$

где $[\sigma]_u$ – допускаемое напряжение для материала вала при изгибе;

σ_T – предел текучести материала по справочным данным (Приложение Д);

S_T – нормативный коэффициент запаса прочности по пределу текучести $S_T = 1,3 \div 2,0$;

K_1 – коэффициент, учитывающий снижение механических свойств металла с ростом размера заготовки при изготовлении вала диаметром d вследствие повышения неоднородности материала:

– для углеродистых сталей $K_1 = 1$;

– для легированных сталей при диаметре образца $d_0 = 7,5$ мм:

$$K_1 = 1 - 0,2 \lg(d/d_0) \quad \text{при } d \leq 150 \text{ мм}; \quad (8)$$

$$K_1 = 0,74 \quad \text{при } d > 150 \text{ мм}.$$

Условие прочности вала можно выразить через максимальный эквивалентный момент:

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}} = K_{\text{II}} \sqrt{\left(\frac{M_{c_{\text{max}}} + |M_K|}{W_{oc}} \right)^2 + 4 \left(\frac{T}{W_p} \right)^2} = \frac{K_{\text{II}} M_{\text{э}_{\text{max}}}}{W_{oc}} \leq [\sigma]_{\text{II}}. \quad (9)$$

4.8 Частные запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям в опасном сечении:

$$S_{T_{\sigma}} = \frac{K_1 \sigma_T}{\sigma_u}; \quad S_{T_{\tau}} = \frac{K_1 \tau_T}{\tau_{кр}}; \quad (10)$$

4.9 Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных напряжений:

$$S_T = \frac{S_{T_{\sigma}} S_{T_{\tau}}}{\sqrt{S_{T_{\sigma}}^2 + S_{T_{\tau}}^2}} \geq [S_T] = 2, \quad (11)$$

где $[S_T]$ – нормативный коэффициент запаса по пределу текучести.

Если условие не выполняется, то необходимо увеличить диаметр вала в опасном сечении.

5 Расчет вала на сопротивление усталости

5.1 Общие положения. *Усталость* материала – изменение состояния материала в результате длительного действия переменных напряжений, приводящих к внезапному разрушению после определенного срока эксплуатации.

5.1.1 Цель проверочного расчета вала на усталость заключается в определении коэффициента запаса S прочности по переменным напряжениям и сравнении его с допускаемым (нормированным) значением $[S]$.

5.1.2 Проверке подлежат опасные сечения вала, т.е. сечения в которых имеются какие-либо концентраторы напряжений в виде шпоночного паза, шлицов, галтели, кольцевой канавки или проточки, отверстия, резьбы или участка вала под напрессованным на него

подшипником, ступицы колеса, муфты. В предварительных расчетах учитывается только концентратор напряжения в сечении с максимальным внутренним изгибающим моментом M_C .

5.1.3 Поперечные силы, постоянные по величине и направлению, вызывают во вращающемся вале переменные напряжения изгиба, изменяющиеся по симметричному синусоидальному циклу. А для крутящего момента условно принимают, что напряжения от кручения изменяются по пульсационному (отнулевому) циклу.

5.2 Исходные данные.

5.2.1 Определяется конструкция вала со ступенчатыми переходами; линейные и диаметральный размеры; посадки деталей и шероховатость поверхности вала в местах с концентраторами напряжений. В предварительном расчете для напрессованных деталей принимаем посадку с гарантированным натягом с давлением посадки более 25 МПа и шероховатость поверхности вала в этих местах $R_z = 10$ мкм, для галтели – $R_z = 20$ мкм, а для шпоночной канавки – $R_z = 35$ мкм.

5.2.2 Геометрические параметры концентраторов напряжений:

- галтель (ступенчатый переход вала) – радиус r , высота ступеньки t , меньший диаметр вала d (рис. Ж.1);
- шпоночный паз – ширина b и высота h шпонки по ГОСТ 23360 - 78 [4], тип паза (рис. Ж.2);
- поперечное отверстие диаметром a .

5.2.3 Материал и термообработка вала и его основные механические характеристики σ_B , τ_B , σ_{-1} , τ_{-1} по справочным данным (Приложение Д). При отсутствии справочных данных значения пределов выносливости для стали определяются ориентировочно:

$$\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001\sigma_B) \sigma_B; \quad \tau_{-1} = (0,5 \dots 0,6) \sigma_{-1}, \quad (12)$$

где σ_B – среднее значение временного сопротивления стали по справочным данным, МПа (Приложение Д).

5.2.4 Значения изгибающих моментов: суммарный момент M_C и момент от соединительной полумуфты M_K (для входного или выходного вала редуктора) и значение крутящего момента T в сечении вала с учитываемым концентратором напряжения.

5.2.5 Для вала-червяка принять концентратор напряжения – резьба, если диаметр впадины червяка меньше диаметра вала под подшипник.

5.2.6 Для вала-шестерни с цилиндрическими или коническими зубьями принять концентратор напряжений – шлицы, если диаметр впадин зубьев шестерни меньше диаметра вала под подшипник.

5.2.7 При действии в расчетном сечении двух источников концентрации напряжений учитывают наиболее опасный из них отдельно по нормальным и касательным напряжениям, определяя какому концентратору соответствует наибольшее отношение K_σ / K_{d_σ} и K_τ / K_{d_τ} .

5.3 Напряжения в опасном сечении вала.

5.3.1 Амплитудное и среднее значение цикла изменения нормальных напряжений при изгибе:

$$\sigma_a = \frac{M_C}{W_{OC}} ; \quad \sigma_m = \frac{|M_K|}{W_{OC}} , \quad (13)$$

где M_C и M_K – изгибающие моменты в рассматриваемом сечении вала;

W_{OC} – осевой момент сопротивления рассматриваемого сечения с учетом ослабления вала (Приложение Е).

5.3.2 Амплитудное и среднее значение цикла изменения касательных напряжений при кручении:

$$\tau_a = \frac{1}{2} \tau_{kp} = \frac{T}{2 \cdot W_P} ; \quad \tau_m = \tau_a , \quad (14)$$

где T – крутящий момент в рассматриваемом сечении вала;

W_P – полярный момент сопротивления рассматриваемого сечения с учетом ослабления вала (Приложение Е).

5.4 Определение коэффициентов, снижающих предел выносливости материала в зависимости от типа концентратора напряжений.

5.4.1 Эффективные коэффициенты концентрации напряжений нормальных K_σ и касательных K_τ для всех концентраторов (Приложение Ж), кроме посадки с натягом, определяемых по 5.4.4.

5.4.2 Коэффициенты чувствительности металла к концентрации напряжений и масштабному фактору для нормальных и касательных напряжений для определения влияния размеров сечения вала:

$$\begin{aligned} v_\sigma &= 0,211 - 0,000143\sigma_B \quad \text{при } \sigma_B \leq 1300 \text{ МПа;} \\ v_\sigma &= 0,025 \quad \text{при } \sigma_B > 1300 \text{ МПа;} \\ v_\tau &= 1,5v_\sigma. \end{aligned} \quad (15)$$

5.4.3 Коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения вала диаметром d для нормальных и касательных напряжений, определяемые по формулам или по таблице Ж.5:

$$\text{- при изгибе} \quad K_{d\sigma} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{d}{d_0} \right)^{-2\nu_\sigma} \right]; \quad (16)$$

$$\text{- при кручении} \quad K_{d\tau} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{d}{d_0} \right)^{-2\nu_\tau} \right], \quad (17)$$

где d_0 – диаметр образца при испытаниях ($d_0 = 7,5$ мм).

5.4.4 Для вала с напрессованной деталью, нагруженный изгибающим моментом или радиальной силой, определяются отношения $K_\sigma / K_{d\sigma}$ и $K_\tau / K_{d\tau}$ или по таблице Ж.4:

- при изгибе

$$K_\sigma / K_{d\sigma} = (0,38 + 1,48 \lg d)(0,305 + 0,00139 \sigma_B) \text{ при } d < 150 \text{ мм}; \quad (18)$$

$$K_\sigma / K_{d\sigma} = 3,6(0,305 + 0,00139 \sigma_B) \quad \text{при } d \geq 150 \text{ мм},$$

- при кручении

$$K_\tau / K_{d\tau} = 0,6(K_\sigma / K_{d\sigma}), \quad (19)$$

где σ_B – в МПа.

5.4.5 Коэффициенты влияния качества обработки поверхности определяются по формулам или по таблице Ж.6:

- при изгибе

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22[\lg(\sigma_B/20) - 1] \lg R_Z, \quad \text{если } R_Z > 1 \text{ мкм}; \quad (20)$$

$$K_{F\sigma} = 1, \quad \text{если } R_Z \leq 1 \text{ мкм},$$

- при кручении

$$K_{F\tau} = 0,575 K_{F\sigma} + 0,425, \quad (21)$$

где σ_B – в МПа; $R_Z \approx 5,5 R_a$ – параметр шероховатости, мкм;

R_a – среднее арифметическое отклонение профиля поверхности, мкм.

5.5 Коэффициент влияния поверхностного упрочнения K_V (Приложение И).

5.6 Коэффициент чувствительности материала вала к асимметрии цикла напряжений:

- при изгибе $\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B$, где σ_B – в МПа; (22)

- при кручении $\psi_{\tau} = 0,5 \psi_{\sigma}$. (23)

5.7 Коэффициент запаса прочности вала по пределу выносливости при изгибе:

$$S_{\sigma} = \frac{K_1 \sigma_{-1}}{\frac{1}{K_V} \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d_{\sigma}}} + \frac{1}{K_{F_{\sigma}}} - 1 \right) \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}. \quad (24)$$

5.8 Коэффициент запаса прочности вала по пределу выносливости при кручении:

$$S_{\tau} = \frac{K_1 \tau_{-1}}{\frac{1}{K_V} \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d_{\tau}}} + \frac{1}{K_{F_{\tau}}} - 1 \right) \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}. \quad (25)$$

5.9 Общий коэффициент запаса прочности по пределу выносливости при совместном действии нормальных и касательных напряжений:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S] = 2, \quad (26)$$

где $[S]$ – нормативное минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности при невысокой достоверности расчета и менее точной расчетной схеме.

5.10 Если условие не выполняется, то необходимо увеличить диаметр вала в опасном сечении или выбрать более прочную сталь. При $S > 4$ следует уменьшить диаметр вала в опасном сечении, если имеется такая возможность, или использовать сталь с меньшим пределом выносливости или меньшим коэффициентом упрочнения поверхности вала.

5.11 Пример расчета вала на статическую прочность и сопротивление усталости (Приложение К).

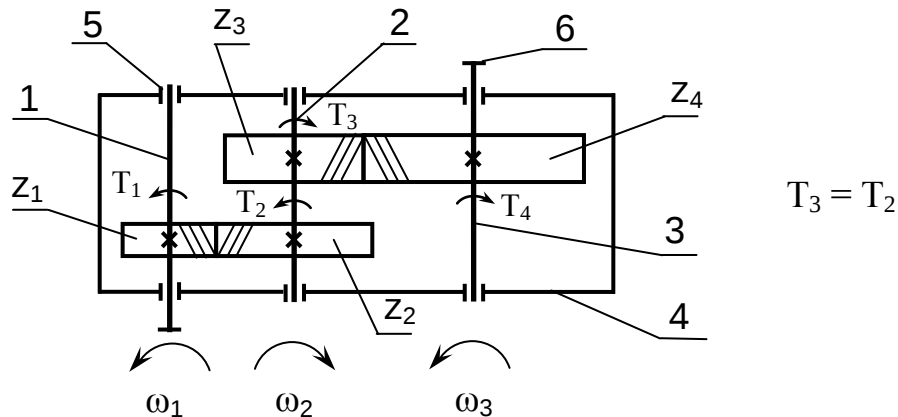
ЛИТЕРАТУРА

1. Леликов, О. П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет. Справочник. / О. П. Леликов. М. : Машиностроение, 2006. – 640 с.
2. Р 50-83 – 88. Рекомендации. Расчеты и испытания на прочность. Расчет на прочность валов и осей. М. : Изд-во стандартов, 1989, 71 с.
3. Марцулевич, Н. А. Техническая механика, Часть II. Сопротивление материалов, Детали машин: Учебное пособие / Н. А. Марцулевич, А. Н. Луцко, Д. А. Бартенев ; под ред. Н. А. Марцулевича. – СПб. : Изд-во СПбГТИ(ТУ), 2010. – 493 с.
4. Курмаз, Л. В. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие для вузов / Л. В. Курмаз, О. Л. Курмаз. – М. : Высш. шк., 2007. – 455 с.
5. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 9-е изд., перераб. и доп. – М. : Издательский центр «Академия», 2006. – 496 с.
6. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : Учеб. пособие / А. Е. Шейнблит. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Калининград : Янтар. сказ, 2005. 456 с.
7. Курсовое проектирование деталей машин : Учебное пособие / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин, Г. М. Ицкович, В. П. Козинцов. – 3-е изд., стереотипное. – М. : ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416 с.

Приложение А (рекомендуемое)

Структурная и силовая схема редуктора

Структурную схему редуктора (рис. А.1) рекомендуется представлять в аксонометрии для определения направления сил в зацеплении, задаваясь направлением вращения входного вала и наклоном зубьев (винтовой линией червяка).



- 1 – вал входной (быстроходный); 2 – вал промежуточный;
3 – вал выходной (тихоходный); 4 – корпус редуктора;
5 – подшипники; 6 – полумуфта;
 z_1 и z_2 – число зубьев шестерни и колеса быстроходной ступени передачи;
 z_3 и z_4 – число зубьев шестерни и колеса тихоходной ступени передачи

Рисунок А.1 – Структурная схема двухступенчатого цилиндрического редуктора

Направления осей валов изображают параллельно осям пространственной системы координат (рис. А.2, а). Цилиндрические колеса в аксонометрии принимают форму эллипса (рис. А.2, б) в двух вертикальных (V , W) и горизонтальной (H) плоскостях. Точки касания эллипсов можно рассматривать как полюсы зацепления передач. Векторы сил, действующих в зацеплениях, направляются параллельно ребрам куба.

В зависимости от угла наклона зубьев колеса (рис. А.2, в) или винтовой линии червяка (рис. А.2, г) различают правое или левое направление. Направление определяется при взгляде на колесо или червяка вдоль оси вращения. Если зубья колеса или винтовая линия червяка направлены снизу слева направо вверх, то правый наклон зубьев (правозаходный червяк). При направлении снизу вверх налево – левый наклон зубьев (левозаходный червяк).

Для наглядности изображения сил в зацеплении валы вместе с закрепленными на них деталями условно раздвигают на некоторое расстояние в направлении одного из векторов сил (рис. А.3).

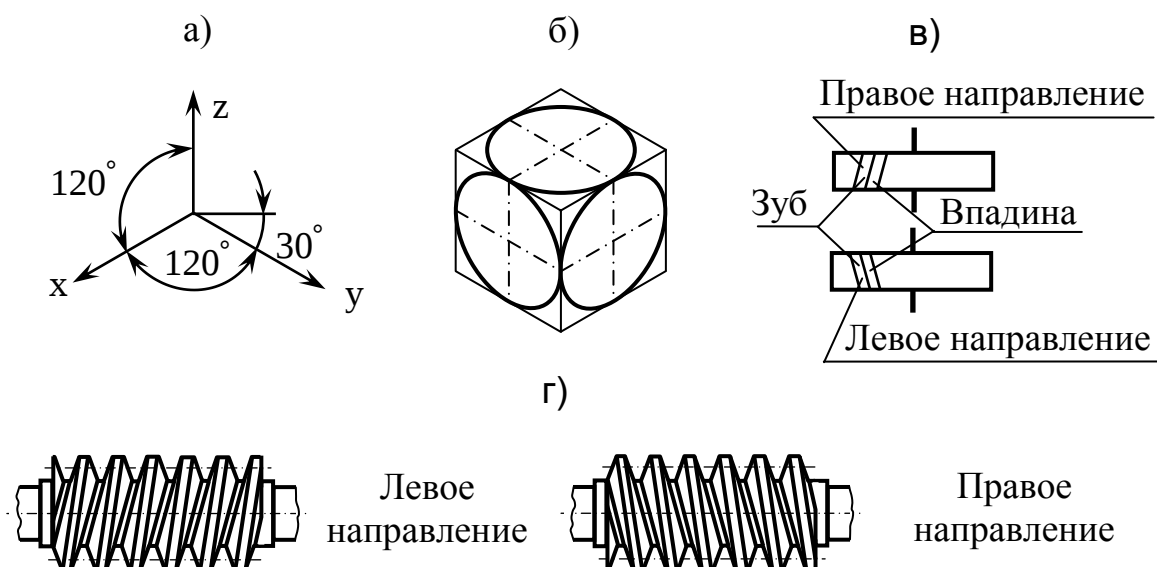
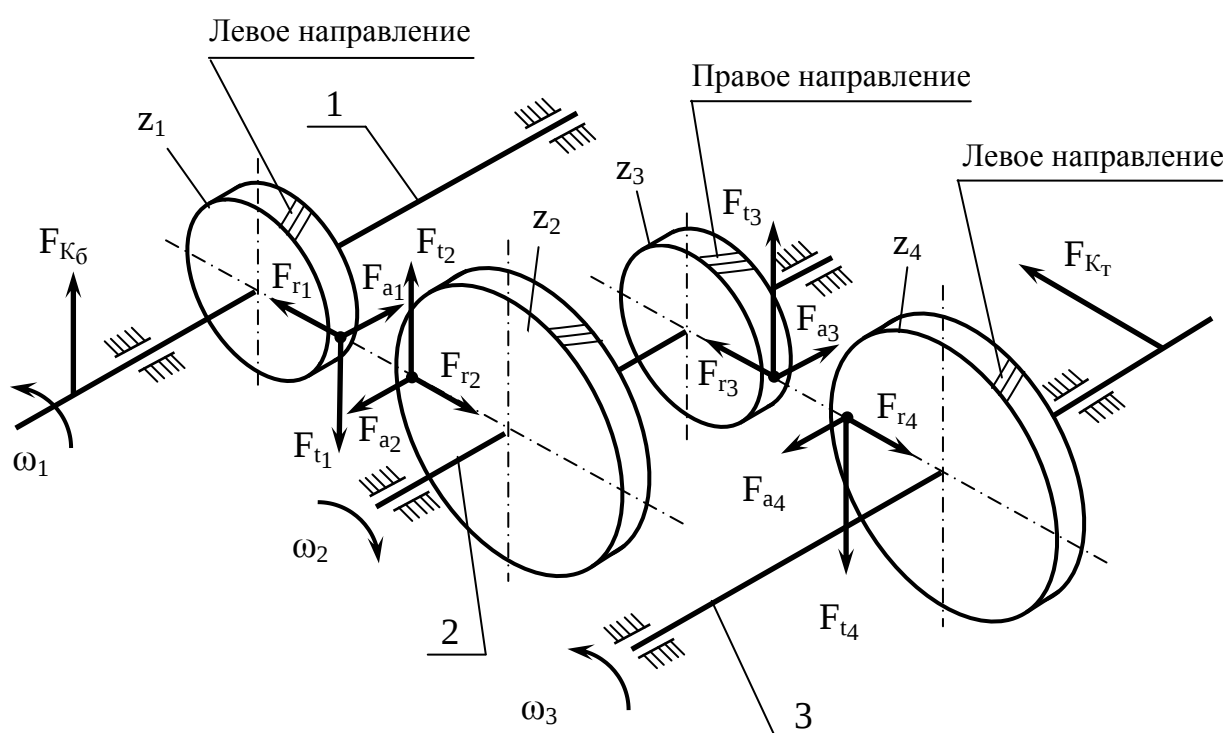


Рисунок А.2 – Изометрическая проекция и направление зубьев и винтовой линии червяка



1 – вал быстроходный; 2 – вал промежуточный; 3 – вал тихоходный;

Окружные силы в зацеплении: $F_{t2} = F_{t1}$ и $F_{t4} = F_{t3}$;

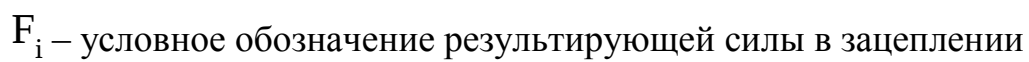
Радиальные силы в зацеплении: $F_{r2} = F_{r1}$ и $F_{r4} = F_{r3}$;

Осевые силы в зацеплении: $F_{a2} = F_{a1}$ и $F_{a4} = F_{a3}$;

Радиальные консольные силы муфт: F_{K6} ; F_{K7}

Рисунок А.3 – Силовая схема двухступенчатого редуктора и обозначение сил, действующих в зубчатых зацеплениях и муфтах

Компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора



21

Приложение В (справочное)

Силы в зацеплении механических передач

Силы, действующие в прямозубом зацеплении в ступени передачи:

$$F_{t_1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2N_1}{d_1 \omega_1}, \quad F_{t_2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2N_2}{d_2 \omega_2},$$

$$F_{r_1} = F_{t_1} \operatorname{tg} \alpha_w, \quad F_{r_2} = F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha_w,$$

где F_{t_1} и F_{t_2} – окружная (тангенциальная) сила шестерни и колеса;

F_{r_1} и F_{r_2} – радиальная сила шестерни и колеса;

T_1 и T_2 – крутящий момент на ведущем и ведомом валах;

N_1 и N_2 – мощность на ведущем и ведомом валах;

d_1 и d_2 – диаметры делительной окружности шестерни и колеса;

ω_1 и ω_2 – угловая скорость ведущего и ведомого валов;

α_w – угол зацепления передачи.

Силы, действующие в косозубом зацеплении в ступени передачи (рис. В.1):

$$F_{t_1} = 2N_1 / (d_1 \omega_1) = 2T_1 / d_1, \quad F_{t_2} = 2N_2 / (d_2 \omega_2) = 2T_2 / d_2,$$

$$F_{r_1} = F_{t_1} \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta, \quad F_{r_2} = F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta,$$

$$F_{a_1} = F_{t_1} \operatorname{tg} \beta, \quad F_{a_2} = F_{t_2} \operatorname{tg} \beta,$$

$$F_{n_1} = F_{t_1} / (\cos \alpha_n \cos \beta), \quad F_{n_2} = F_{t_2} / (\cos \alpha_n \cos \beta),$$

где F_{n_1} и F_{n_2} – результирующая сила нормального давления зубьев;

F_{t_1} и F_{t_2} – окружная (тангенциальная) сила шестерни и колеса;

F_{r_1} и F_{r_2} – радиальная сила шестерни и колеса;

F_{a_1} и F_{a_2} – осевая (аксиальная) сила шестерни и колеса;

T_1 и T_2 – крутящий момент на ведущем и ведомом валах;

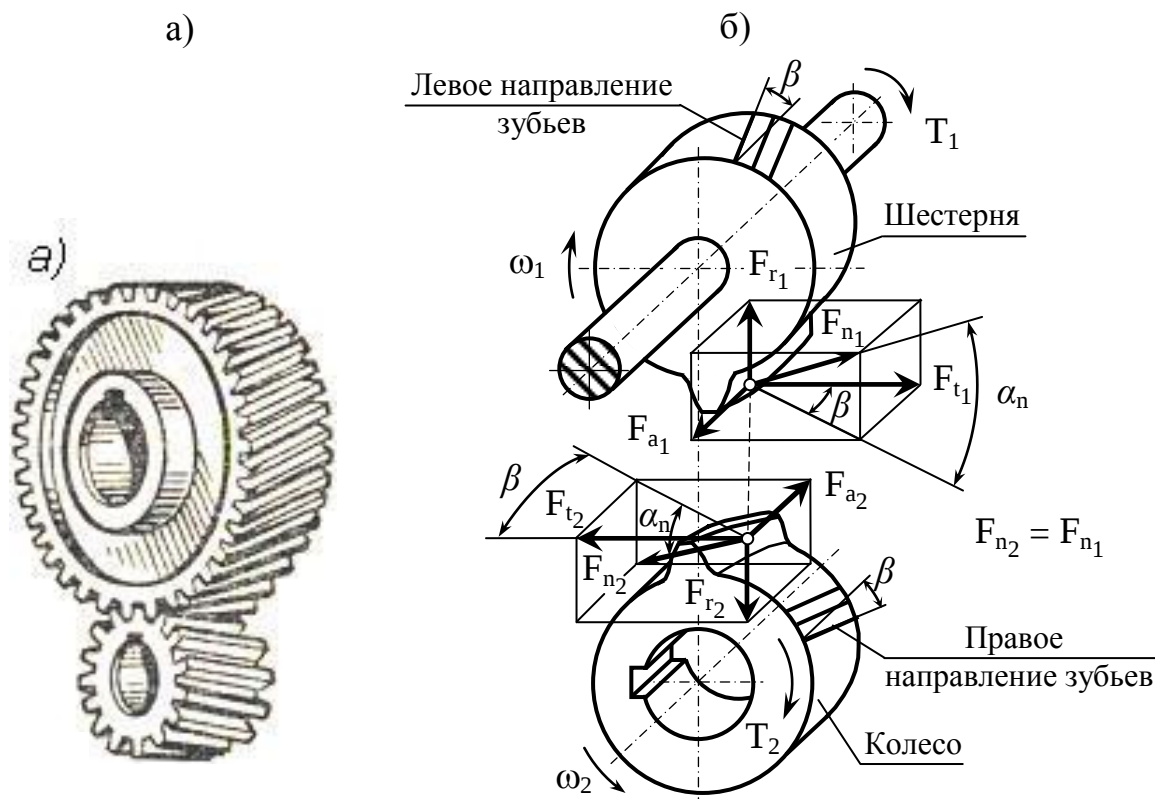
N_1 и N_2 – мощность на ведущем и ведомом валах;

d_1 и d_2 – диаметр делительной окружности шестерни и колеса;

ω_1 и ω_2 – угловая скорость ведущего и ведомого валов;

α_n – угол зацепления косозубой передачи в нормальном сечении;

β – угол наклона линии зуба.



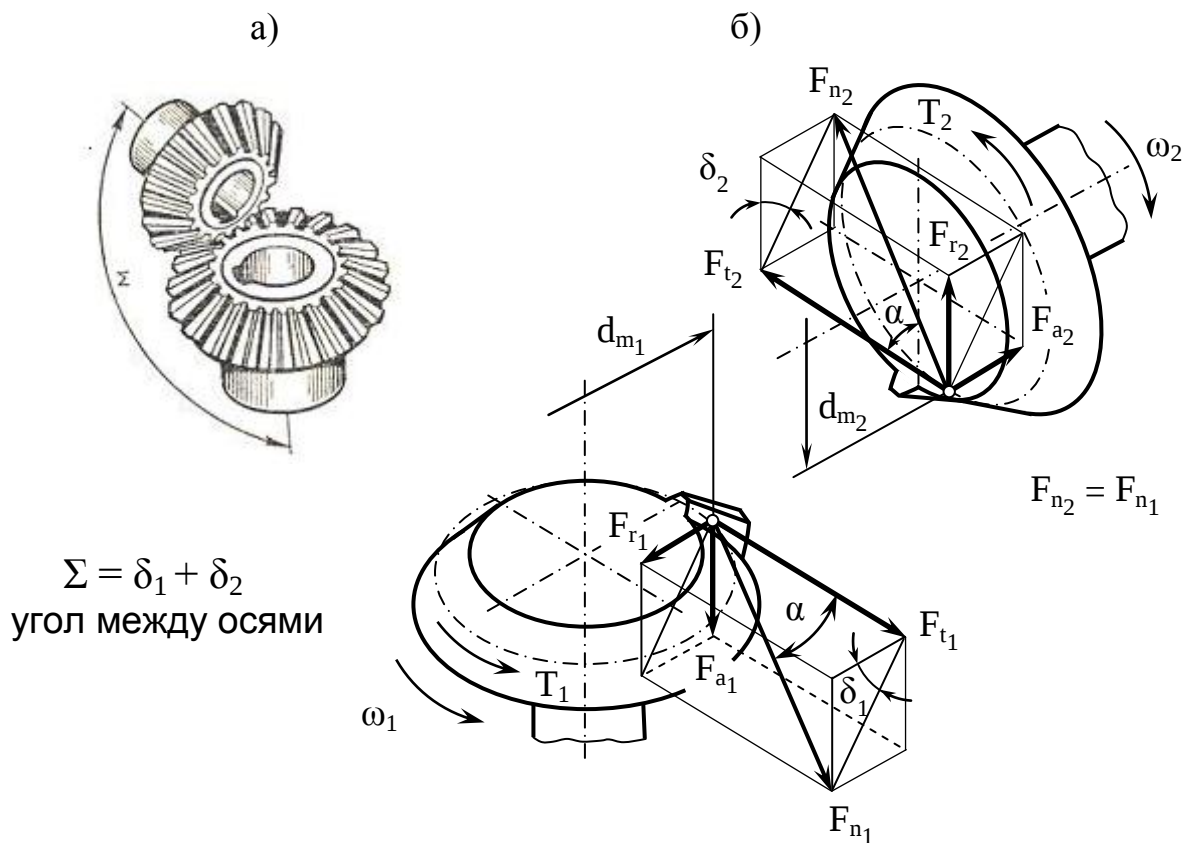
а) Вид зубчатого зацепления цилиндрической косозубой передачи;
 б) Силы, действующие в косозубой передаче (колеса условно раздвинуты)

Рисунок В.1 – Косозубая цилиндрическая передача

Силы, действующие в прямозубом коническом зацеплении в ступени передачи (рис. В.2):

$$\left. \begin{aligned} F_{t_1} &= 2T_1 / d_{m_1} \\ F_{r_1} &= F_{t_1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \\ F_{a_1} &= F_{t_1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \\ F_{n_1} &= F_{t_1} / \cos \alpha \end{aligned} \right\} \quad \left. \begin{aligned} F_{t_2} &= 2T_2 / d_{m_2} \\ F_{r_2} &= F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 \\ F_{a_2} &= F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 \\ F_{n_2} &= F_{t_2} / \cos \alpha \end{aligned} \right\},$$

где F_{n_1} и F_{n_2} – результирующая сила нормального давления зубьев;
 F_{t_1} и F_{t_2} – окружная (тангенциальная) сила шестерни и колеса;
 F_{r_1} и F_{r_2} – радиальная сила шестерни и колеса;
 F_{a_1} и F_{a_2} – осевая (аксиальная) сила шестерни и колеса;
 T_1 и T_2 – крутящий момент на ведущем и ведомом валах;
 d_{m_1} и d_{m_2} – средний диаметр делительной окружности шестерни и колеса;
 δ_1 и δ_2 – угол делительного конуса шестерни и колеса;
 α – угол зацепления конической передачи.



- а) Вид зубчатого зацепления конической передачи;
 б) Силы, действующие в конической передаче (колеса условно раздвинуты)

Рисунок В.2 – Коническая передача

Силы, действующие в червячном зацеплении в ступени передачи (рис. В.3).

$$\begin{aligned} F_{t_1} &= 2T_1 / d_1, & F_{t_2} &= 2T_2 / d_2, \\ F_{r_1} &= F_{t_1} \operatorname{tg} \alpha / \sin \gamma, & F_{r_2} &= F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha, \\ F_{a_1} &= F_{t_1} / \operatorname{tg} \gamma, & F_{a_2} &= F_{t_2} \operatorname{tg} \gamma, \end{aligned}$$

где F_{t_1} и F_{t_2} – окружная (тангенциальная) сила червяка и колеса;
 F_{r_1} и F_{r_2} – радиальная сила червяка и колеса;
 F_{a_1} и F_{a_2} – осевая (аксиальная) сила червяка и колеса;
 T_1 и T_2 – крутящий момент на ведущем и ведомом валах;
 d_1 и d_2 – диаметр делительной окружности червяка и колеса;
 γ – угол подъема винтовой линии червяка;
 α – угол зацепления червячной передачи.

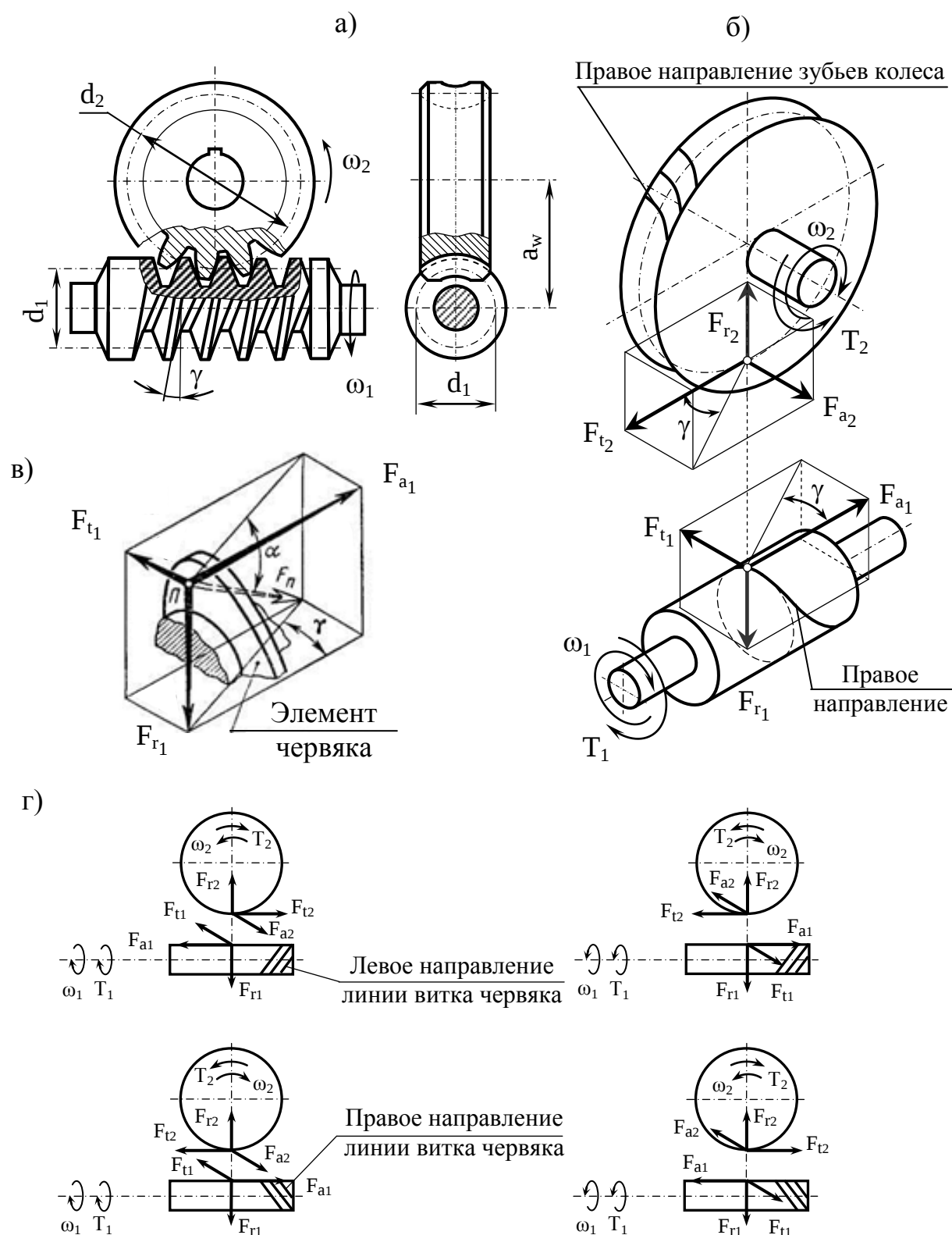


Рисунок В.3 – Передача червячная

Приложение Г (справочное)

Приведение сил в зацеплении к оси вала

Приведение сил к оси вала осуществляется с помощью правил теоретической механики (рис. Г. 1).

Исходные данные: силы, действующие в зацеплении, и делительный диаметр колеса d (рис. Г.1, а).

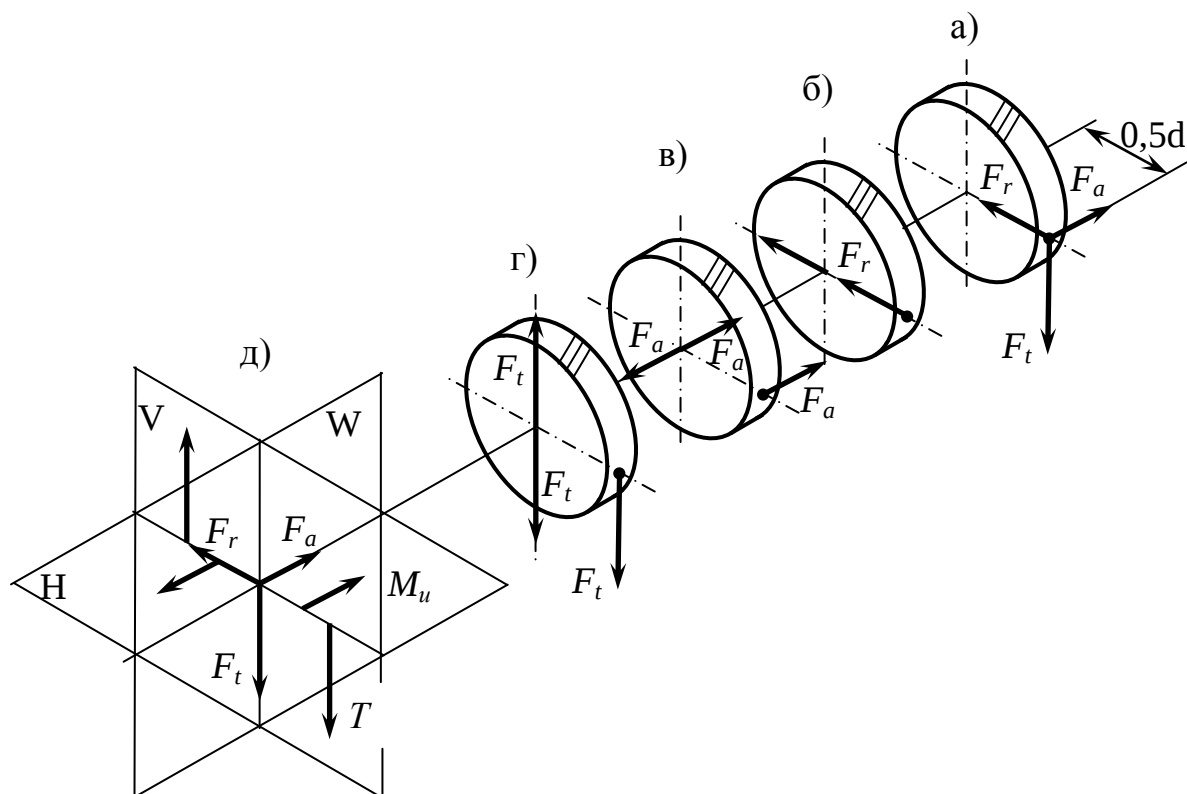


Рисунок Г.1 – Приведение сил к оси вала

Правила переноса сил

1 Силу можно переносить в любое положение по линии ее действия (рис. Г.1, б) – приведения радиальной силы.

2 Силу можно переместить параллельно в любую точку, добавив при этом пару сил. Осевую силу F_a (рис. Г.1, в) перенесли параллельно самой себе в точку на оси вала и уравновесили ее такой же силой, но противоположно направленной. Известная сила вместе с уравновешенной силой образуют пару с плечом $0,5d$. Момент этой пары $M_u = 0,5 \cdot F_a$ создает изгиб вала в горизонтальной плоскости (H).

3 Аналогично приводится к оси вала окружное усилие F_t (рис. Г.1, г). Момент пары сил $T = 0,5d \cdot F_t$ в вертикальной поперечной плоскости (V) вызывает кручение вала.

4 Любую пару сил без изменения ее действия можно перенести в любое положение плоскости ее действия.

5 Следовательно, в поперечном сечении вала действуют следующие силовые факторы (рис. Г.1, д):

а) продольная сила F_a , которая, в зависимости от крепления вала в опорах, может вызывать растяжение или сжатие вала;

б) поперечная сила F_t , вызывающая изгиб вала в вертикальной поперечной плоскости (V);

в) сила F_r , вызывающая изгиб вала в горизонтальной плоскости (H).

г) сосредоточенный изгибающий момент M_u в плоскости (H);

д) сосредоточенный скручивающий момент T , действующий в плоскости (V), вызывает кручение вала.

Приложение Д (справочное)

Материалы валов

Для изготовления валов неответственных конструкций применяют углеродистые стали марок Ст5, Ст6, не подвергающиеся термической обработке. Валы легко- и средненагруженные изготавливают из среднеуглеродистых конструкционных сталей марок 35, 40, 45 и легированных сталей марок 40Х, 45Х. Для высоконагруженных валов применяют легированные стали марок 40ХН, 40ХНМА, 40ХН2МА, 30ХГТ, 30ХГСА и др. При необходимости прочностные свойства валов повышают термической обработкой: улучшению (закалке с высоким отпуском) или поверхностной закалке ТВЧ (разогрев поверхностного слоя током высокой частоты) с низким отпуском. При повышенном требовании к твёрдости поверхности вал изготавливают из цементируемых сталей типа 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ или азотируемых сталей типа 38Х2МЮА. Основные характеристики нескольких марок сталей показаны в таблице Д.1 [3, 5].

Таблица Д.1 – Механические характеристики сталей

Сталь	Диаметр заготовки, мм, не более	Твёрдость НВ, не менее	σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
			МПа				
Ст5	Не ограничен	190	520	280	150	220	130
35	Не ограничен	207	540	320	160	270	160
40	120	210	700	400	240	320	180
45	Не ограничен	200	560	280	150	250	150
	120	227	820	640	290	360	200
	80	260	940	760	390	410	230
20Х	120	197	650	400	240	310	170
40Х	Не ограничен	200	730	500	280	320	200
	200	240	790	640	380	370	210
	120	270	980	780	450	410	240
40ХН	Не ограничен	240	820	650	390	360	210
	200	270	980	785	450	420	230
12ХН3А	120	260	930	685	490	430	240
18ХГТ	60	330	1180	930	660	500	280
30ХГТ	Не ограничен	270	950	750	520	450	260
	120	320	1150	950	665	520	310
	60	415	1500	1200	840	650	330
20Х2Н4А	200	321	1270	1080	740	550	330
38ХМЮА	-	300	980	835	-	500	-

Приложение Е
(справочное)

Геометрические характеристики поперечных сечений

Осевой момент сопротивления при изгибе W_{oc} , полярный момент сопротивления при кручении W_p и площадь A вычисляют с учетом ослабления сечения:

– для сплошного круглого сечения диаметром d :

$$W_{oc} = \pi d^3/32; \quad W_p = \pi d^3/16; \quad A = \pi d^2/4;$$

– для полого круглого сечения с наружным отверстием диаметром d и центральным осевым отверстием диаметром d_o :

$$W_{oc} = \pi d^3[1 - (d_o/d)^4]/32; \quad W_p = \pi d^3[1 - (d_o/d)^4]/16;$$

$$A = \pi(d^2 - d_o^2)/4;$$

– для вала с одним шпоночным пазом под шпонку высотой h и шириной b :

$$W_{oc} = \pi d^3/32 - bh(2d - h)^2/(16d);$$

$$W_p = \pi d^3/16 - bh(2d - h)^2/(16d);$$

$$A = \pi d^2/4 - bh/2;$$

– для вала с двумя шпоночными пазами, расположенными диаметрально, под шпонки высотой h и шириной b :

$$W_{oc} = \pi d^3/32 - bh(2d - h)^2/(8d);$$

$$W_p = \pi d^3/16 - bh(2d - h)^2/(8d);$$

$$A = \pi d^2/4 - bh;$$

– для вала диаметром d с поперечным отверстием диаметром d_o :

$$W_{OC} = \pi d^3 (1 - 1,5d_0/d) / 32;$$

$$W_P = \pi d^3 (1 - 0,9d_0/d) / 16;$$

$$A = \pi d^2 / 4 - d_0 d;$$

– для вала с прямобочными шлицами с наружным диаметром шлицов D , внутренним диаметром шлицов d , шириной шлицов b и количеством шлицов Z :

$$W_{OC} = [\pi D^4 - bz(D-d)(D+d)^2] / (32D);$$

$$W_P = 2W_{OC}; \quad A = \pi d^2 / 4 + bz(D-d)/2;$$

– для вала с эвольвентными шлицами и для вала-шестерни в сечении по зубьям:

$$W_{OC} = \pi d^3 / 32; \quad W_P = \pi d^3 / 16; \quad A = \pi d^2 / 4,$$

где d – делительный диаметр шлицев или зубчатого зацепления;

– для вала с треугольными шлицами с наружным диаметром шлицов D , внутренним диаметром шлицов d :

$$W_{OC} = \pi D^3 [1 - 8(1 - d/D)(1 + 0,5d/D)^2 / 9] / 32;$$

$$W_P = 2W_{OC}; \quad A = \pi d D / 4;$$

– для вала червяка с диаметром впадин d_f :

$$W_{OC} = \pi d_f^3 / 32; \quad W_P = \pi d_f^3 / 16; \quad A = \pi d_f^2 / 4;$$

– для вала с наружной резьбой и внутренним диаметром резьбы d_1 :

$$W_{OC} = \pi d_1^3 / 32; \quad W_P = \pi d_1^3 / 16; \quad A = \pi d_1^2 / 4;$$

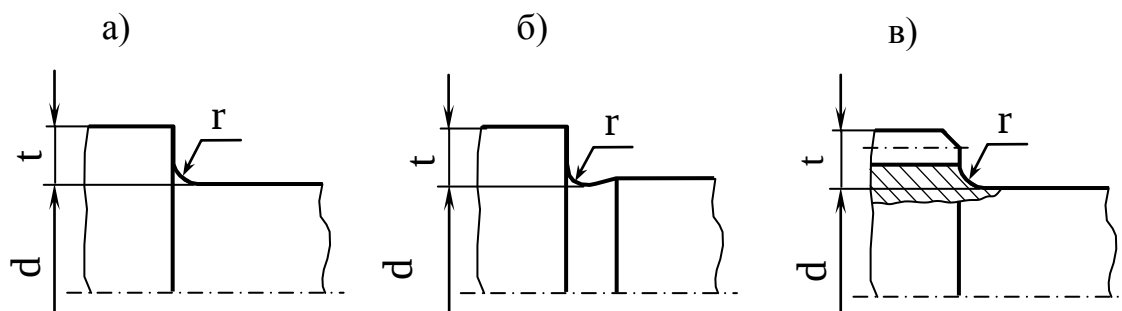
– для вала с кольцевой канавкой или проточкой диаметром d_0 :

$$W_{OC} = \pi d_0^3 / 32; \quad W_P = \pi d_0^3 / 16; \quad A = \pi d_0^2 / 4.$$

Приложение Ж (справочное)

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений

Валы со ступенчатым переходом от одного сечения к другому по галтели (рис. Ж.1). Значения коэффициентов при изгибе и кручении зависят от размеров сечения и механических характеристик материала вала (табл. Ж.1).



а – вал гладкий; б – вал с проточкой; в – вал-шестерня

Рисунок Ж.1 – Виды ступенчатых валов

Таблица Ж.1 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ , K_τ для ступенчатых переходов с галтелью

t/r	r/d	K_σ при σ_B , МПа						K_τ при σ_B , МПа					
		600	700	800	900	1000	1200	600	700	800	900	1000	1200
≤ 1	0,01	1,38	1,40	1,41	1,43	1,45	1,49	1,29	1,29	1,30	1,30	1,31	1,32
	0,02	1,47	1,49	1,52	1,54	1,57	1,62	1,36	1,37	1,37	1,38	1,39	1,42
	0,03	1,67	1,71	1,76	1,80	1,84	1,92	1,42	1,44	1,45	1,47	1,48	1,52
	0,05	1,64	1,69	1,73	1,78	1,83	1,93	1,44	1,46	1,47	1,50	1,51	1,54
	0,10	1,50	1,55	1,61	1,66	1,72	1,83	1,39	1,42	1,43	1,45	1,46	1,50
≤ 2	0,01	1,57	1,59	1,62	1,64	1,67	1,72	1,40	1,42	1,43	1,44	1,46	1,47
	0,02	1,86	1,91	1,96	2,01	2,06	2,16	1,58	1,59	1,61	1,62	1,65	1,68
	0,03	1,88	1,94	1,99	2,05	2,11	2,23	1,57	1,59	1,61	1,64	1,66	1,71
	0,05	1,82	1,88	1,95	2,01	2,07	2,19	1,57	1,59	1,62	1,65	1,68	1,74
≤ 3	0,01	1,94	1,99	2,03	2,08	2,12	2,21	1,59	1,61	1,64	1,66	1,68	1,73
	0,02	2,02	2,08	2,13	2,19	2,25	2,37	1,66	1,69	1,72	1,75	1,79	1,86
	0,03	2,03	2,10	2,16	2,23	2,30	2,44	1,68	1,72	1,74	1,77	1,81	1,88
≤ 5	0,01	2,17	2,23	2,28	2,34	2,39	2,50	2,24	2,30	2,37	2,42	2,48	2,60
	0,02	2,23	2,30	2,38	2,45	2,52	2,66	2,12	2,17	2,22	2,26	2,31	2,40

Валы со шпоночными пазами (рис. Ж.2), выполненными дисковой (тип А) или концевой (тип Б) фрезой. Значения коэффициентов при изгибе и кручении по таблице Ж.2 или рисунку Ж.3.

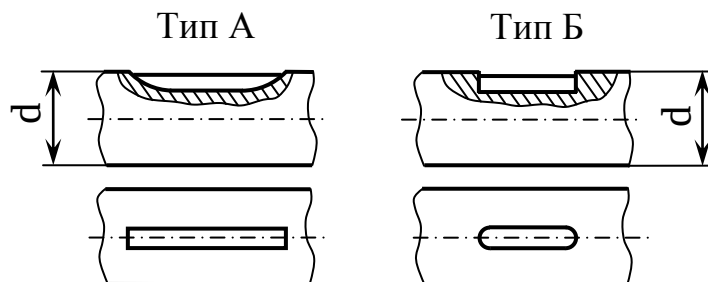


Рисунок Ж.2 – Типы пазов на валу

Таблица Ж.2 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ , K_τ шпоночных пазов

σ_B , МПа	Изготовление паза фрезой			
	концевой (тип Б)		дисковой (тип А)	
	K_σ	K_τ	K_σ	K_τ
600	1,76	1,54	1,46	1,54
700	1,89	1,71	1,54	1,71
800	2,01	1,88	1,62	1,88
900	2,14	2,05	1,69	2,05
1000	2,26	2,22	1,77	2,22
1200	2,50	2,39	1,92	2,39

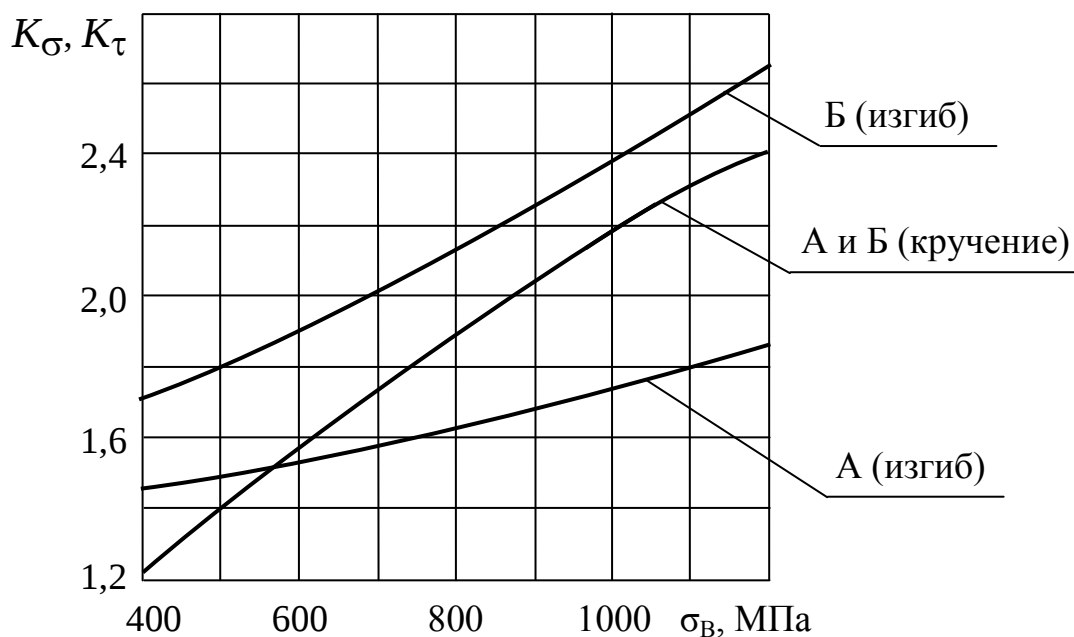
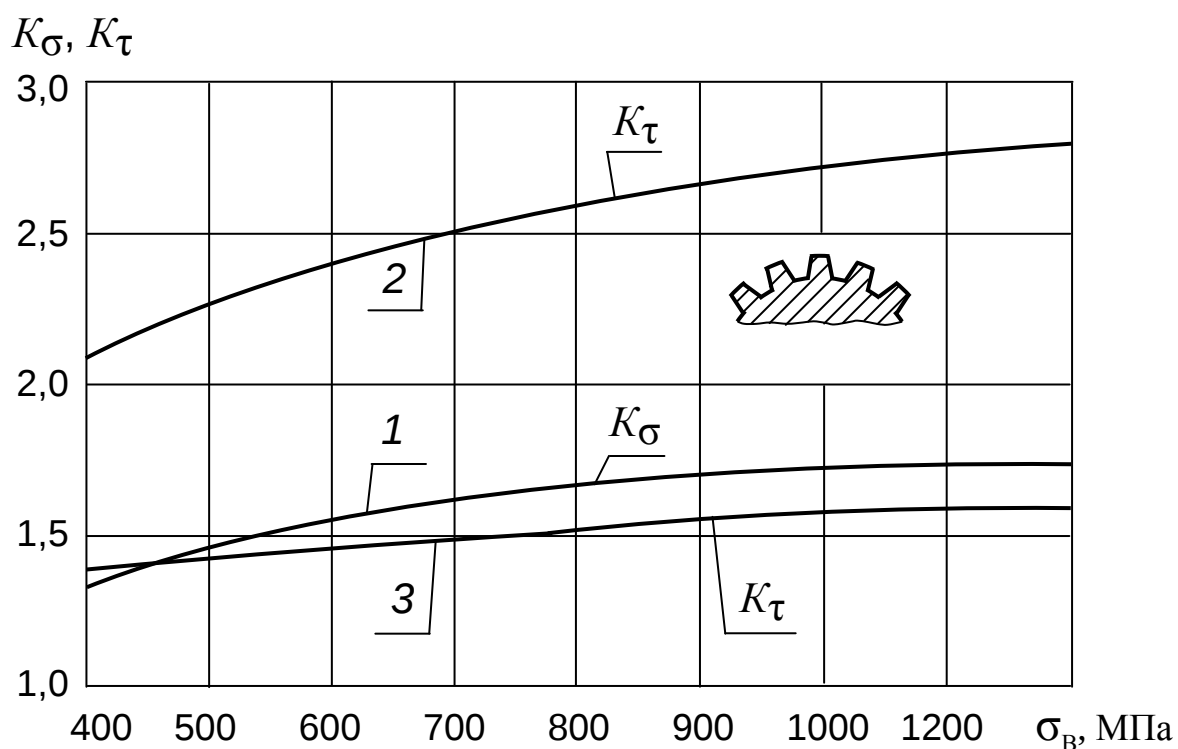


Рисунок Ж.3 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений шпоночных пазов

Валы со шлицами или наружной резьбой. Значения коэффициентов при изгибе и кручении по таблице Ж.3 или по рисунку Ж.4.

Таблица Ж.3 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ , K_τ для шлицов и резьбы

σ_B , МПа	K_σ		K_τ		
	шлицы	резьба	шлицы		резьба
			прямобоочные	эвольвентные	
500	1,45	1,78	2,25	1,43	1,35
600	1,55	1,96	2,35	–	–
700	1,60	2,20	2,45	1,49	1,70
800	1,65	2,32	2,55	–	–
900	1,70	2,47	2,65	1,55	2,10
1000	1,72	2,61	2,70	–	–
1200	1,75	2,90	2,80	1,60	2,35



- 1 – прямобоочные и эвольвентные шлицы при изгибе;
- 2 – прямобоочные шлицы при кручении;
- 3 – эвольвентные шлицы при кручении

Рисунок Ж.4 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений

K_{σ}, K_{τ}

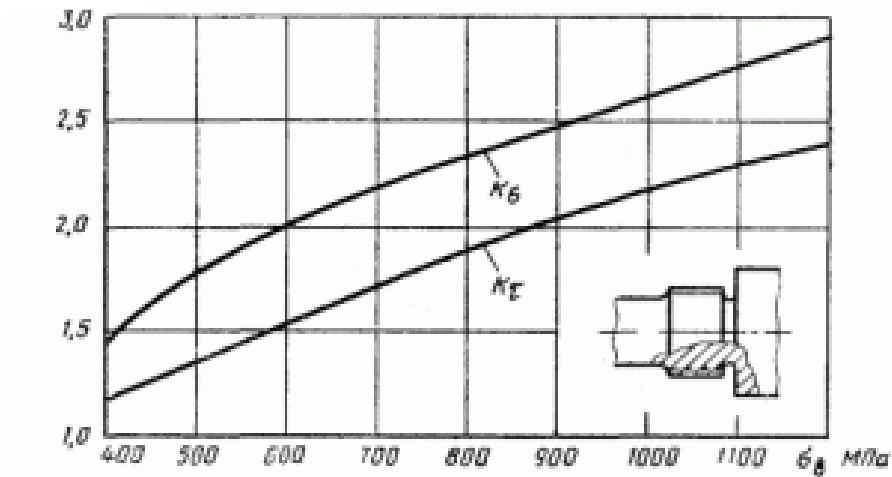
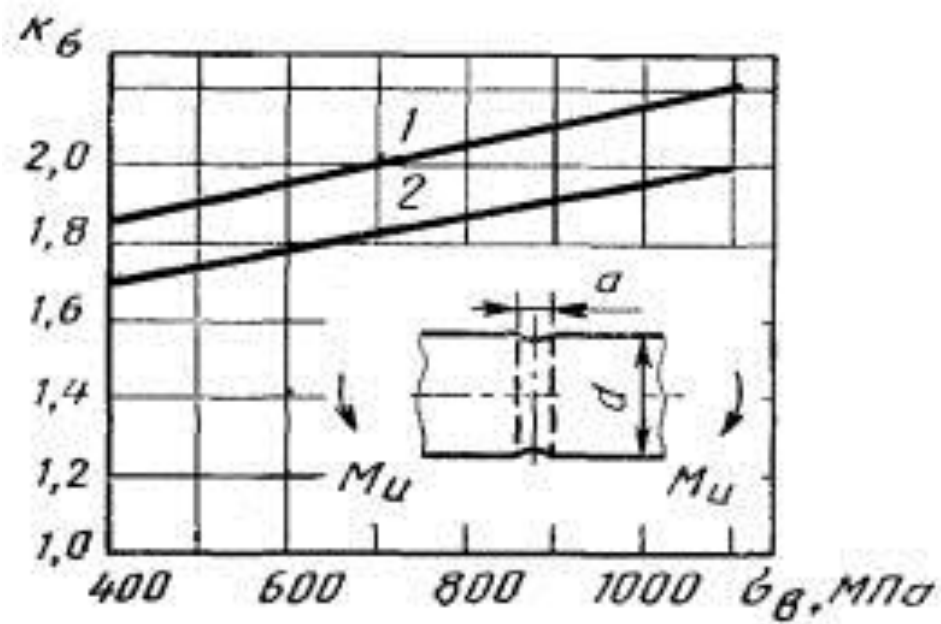


Рисунок Ж.5 – Эффективные коэффициенты K_{σ} и K_{τ} для валов с выточками

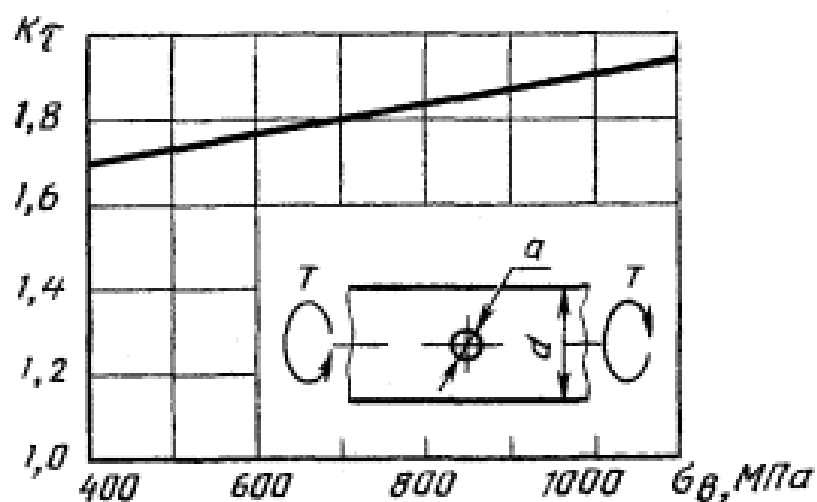


$$1) a/d = 0,05 + 0,10; \quad K_{\sigma} = 0,508 \cdot 10^{-3} \sigma_B + 1,67;$$

$$2) a/d = 0,15 + 0,20; \quad K_{\sigma} = 0,4 \cdot 10^{-3} \sigma_B + 1,53.$$

(σ_B в МПа)

Рисунок Ж.6 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с поперечным отверстием (для нетто-сечений) при изгибе



$$K_{\tau} = 0,363 \cdot 10^{-3} \sigma_B + 1,54 \quad (\sigma_B \text{ в МПа})$$

Рисунок Ж.7 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с поперечным отверстием (для нетто сечений) при кручении

Таблица Ж.4 – Значения отношения коэффициентов $K_{\sigma} / K_{d\sigma}$, $K_{\tau} / K_{d\tau}$ для оценки концентрации напряжений в местах установки деталей с натягом

Диаметр вала d, мм	$K_{\sigma} / K_{d\sigma}$, при σ_B , МПа				$K_{\tau} / K_{d\tau}$, при σ_B , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,60	3,30	4,00	5,10	1,50	2,00	2,40	3,05
40	2,75	3,50	4,30	5,40	1,65	2,10	2,60	3,25
50	2,90	3,70	4,50	5,70	1,75	2,20	2,70	3,40
60	3,00	3,85	4,70	5,95	1,80	2,30	2,80	3,55
70	3,10	4,00	4,85	6,15	1,85	2,40	2,90	3,70
80	3,20	4,10	4,95	6,30	1,90	2,45	3,00	3,80
90	3,30	4,20	5,10	6,45	1,95	2,50	3,05	3,90
100	3,35	4,30	5,20	6,60	2,00	2,55	3,10	3,95

Таблица Ж.5 – Значения коэффициентов $K_{d\sigma}$, $K_{d\tau}$ влияния абсолютных размеров поперечного сечения

Напряженное состояние материала	$K_{d\sigma}, K_{d\tau}$ 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
Кручение для всех сталей и изгиб для легированной стали	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

Таблица Ж.6 – Коэффициенты $K_{F\sigma}$, $K_{F\tau}$ влияния шероховатости

Вид механической обработки	Параметр шероховатости Ra , мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_B , МПа		$K_{F\tau}$ при σ_B , МПа	
		≤ 700	> 700	≤ 700	> 700
Шлифование тонкое	до 0,2	1	1	1	1
Обтачивание 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
Обтачивание чистовое	1,6 - 3,2	0,89-0,86	0,86-0,82	0,94-0,92	0,92-0,89

Приложение И (справочное)

Коэффициенты влияния поверхностного упрочнения

Коэффициенты K_V влияния технологических методов поверхностного упрочнения на пределы выносливости определяются по таблице И.1.

Таблица И.1 – Коэффициенты K_V влияния поверхностного упрочнения

Вид упрочнения поверхности вала	σ_B сердцевины, МПа	Значение K_V при		
		$K_\sigma = 1$	$K_\sigma \leq 1,5$	$K_\sigma \geq 1,8$
Закалка с нагревом ТВЧ	600 – 800	1,5 – 1,7	1,6 – 1,7	2,4 – 2,8
	800 – 1100	1,3 – 1,5	–	–
Азотирование при глубине слоя 0,1 - 0,4 мм, твердости слоя НВ 730 - 970	400 – 600	1,8 – 2,0	3	–
	900 – 1200	1,1 – 1,25	1,5 – 1,7	1,7 – 2,1
Цементация при глубине слоя 0,2 - 0,6 мм	400 – 600	1,8 – 2,0	3	–
	700 – 800	1,4 – 1,5	–	–
	1000 – 1200	1,2 – 1,3	2	–
Цианирование при глубине слоя 0,2 мм	–	1,8	–	–
Обкатка роликом (поверхностный наклеп)	600 – 1500	1,1 – 1,3	1,3 – 1,5	1,6 – 2,0
Обдувка дробью (поверхностный наклеп)	600 – 1500	1,1 – 1,25	1,5 – 1,6	1,7 – 2,1
Без упрочнения	–	1,0	1,0	1,0

Приложение К (рекомендуемое)

Пример расчета тихоходного вала редуктора на прочность

Исходные данные. На рисунке (К.1, а) приведена конструкция вала. Вращающий момент на валу $T = 860 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Делительный диаметр колеса $d = 380 \text{ мм}$. Угол наклона зубьев $\beta = 9^\circ$. Силы, действующие на колесо, от зацепления с шестернёй в цилиндрической косозубой передаче по формулам Приложения В: $F_t = 4526,3 \text{ Н}$, $F_r = 1668 \text{ Н}$, $F_a = 717 \text{ Н}$. Нормативные запасы прочности вала по пределу текучести $[S]_T = 2$ и пределу выносливости $[S] = 2$.

Вал установлен на двух шариковых радиальных однорядных подшипниках. На конце выходного вала расположена полумуфта упругой втулочно-пальцевой муфты с номинальным вращающим моментом $T_M = 1,0 \text{ кН}\cdot\text{м}$ [4].

Материал вала – конструкционная сталь марки 35 с термообработкой (нормализация). Прочностные характеристики (Приложение Д): предел прочности $\sigma_B = 540 \text{ МПа}$, предел текучести $\sigma_T = 320 \text{ МПа}$, предел текучести при кручении $\tau_T = 160 \text{ МПа}$, предел выносливости при изгибе $\sigma_{-1} = 270 \text{ МПа}$, предел выносливости при кручении $\tau_{-1} = 160 \text{ МПа}$. Вал дополнительному механическому упрочнению не подвергается (Приложение И).

Решение

1 Определение реакций в шарнирных опорах

1.1 Радиальная сила на вал от упругой втулочно-пальцевой муфты в соответствии с подразделом 4.2 настоящих методических указаний:

$$F_K = (1/3) F_{tm} = (1/3) 10750 = 3583,3 \text{ Н},$$

где $F_{tm} = 2T/d_m = 2 \cdot 860 / 0,16 = 10750 \text{ Н}$;

$d_m = 160 \text{ мм}$ – диаметр окружности, на которой расположены пальцы упругой муфты [4].

1.2 Приведение сил к оси вала осуществляем по Приложению Г. Изгибающий момент M_H от осевой силы F_a в вертикальной плоскости:

$$M_H = 0,5dF_a = 0,5 \cdot 0,38 \cdot 717 = 136,23 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

1.3 Радиальные реакции опор от сил, действующих на вал, определяем из уравнений равновесия.

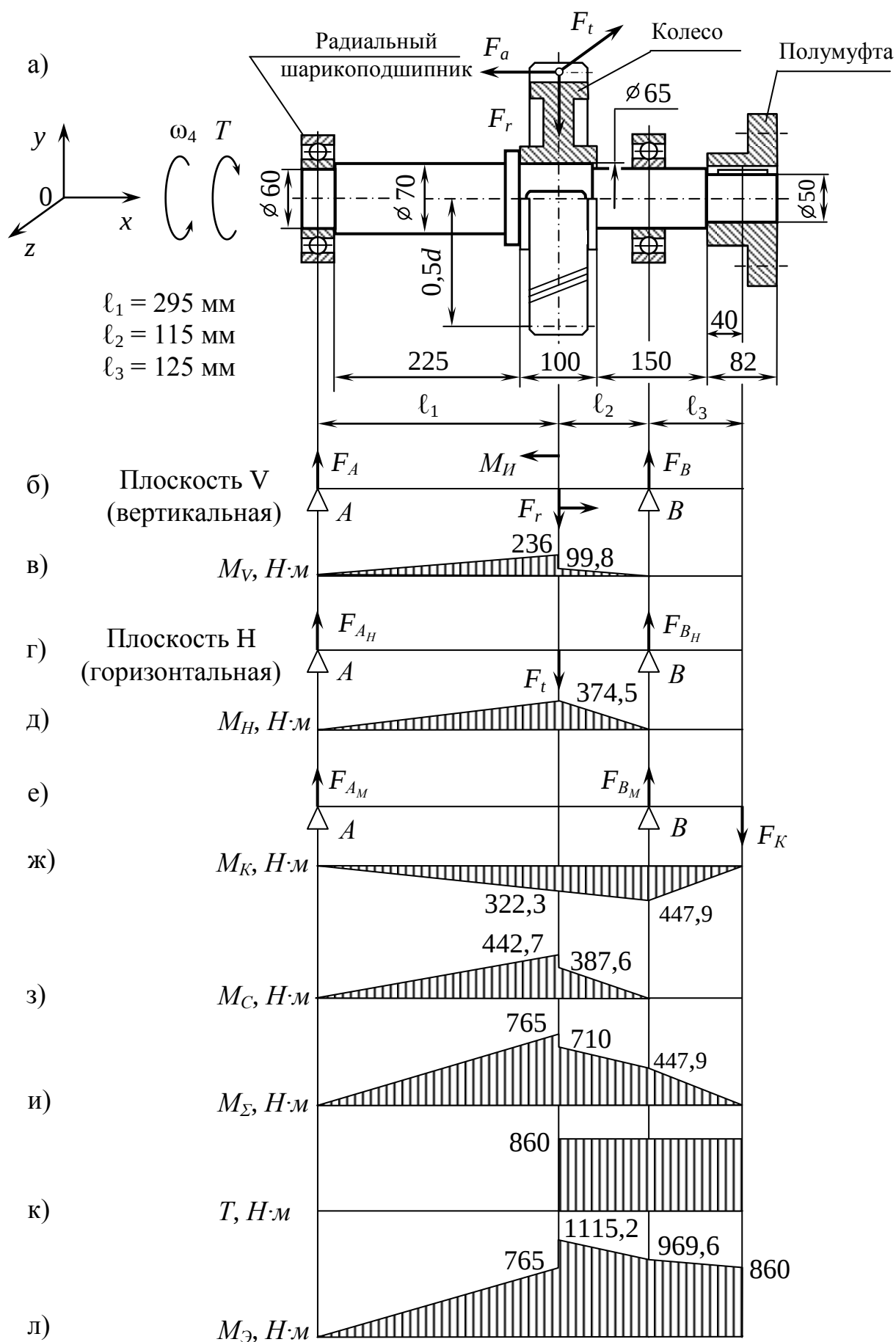


Рисунок К.1 – Конструкция выходного (тихоходного) вала редуктора, расчетные схемы и эпюры моментов

1.3.1 Реакции опор в вертикальной плоскости (V) в соответствии с рисунком К.1, б:

- сумма моментов относительно опоры (A):

$$\begin{aligned}\sum (M_i)_A &= 0; \quad F_r \ell_1 - F_{B_V}(\ell_1 + \ell_2) - M_H = 0; \\ F_{B_V} &= (F_r \ell_1 - M_H) / (\ell_1 + \ell_2) = \\ &= (1668 \cdot 0,295 - 136,23) / (0,295 + 0,115) = 867,9 \text{ Н};\end{aligned}$$

- сумма моментов относительно опоры (B):

$$\begin{aligned}\sum (M_i)_B &= 0; \quad F_r \ell_2 + M_H - F_{A_V}(\ell_1 + \ell_2) = 0; \\ F_{A_V} &= (F_r \ell_2 + M_H) / (\ell_1 + \ell_2) = \\ &= (1668 \cdot 0,115 + 136,23) / (0,295 + 0,115) = 800,1 \text{ Н}.\end{aligned}$$

Проверка: $\sum (F_i)_V = F_{B_V} - F_r + F_{A_V} = 867,9 - 1668 + 800,1 = 0$.
Реакции найдены правильно.

1.3.2 Реакции опор в горизонтальной плоскости (H) в соответствии с рисунком К.1, г:

- сумма моментов относительно опоры (A):

$$\begin{aligned}\sum (M_i)_A &= 0; \quad F_t \ell_1 - F_{B_H}(\ell_1 + \ell_2) = 0; \\ F_{B_H} &= F_t \ell_1 / (\ell_1 + \ell_2) = 4526,3 \cdot 0,295 / (0,295 + 0,115) = 3256,7 \text{ Н};\end{aligned}$$

- сумма моментов относительно опоры (B):

$$\begin{aligned}\sum (M_i)_B &= 0; \quad F_t \ell_2 - F_{A_H}(\ell_1 + \ell_2) = 0; \\ F_{A_H} &= F_t \ell_2 / (\ell_1 + \ell_2) = 4526,3 \cdot 0,115 / (0,295 + 0,115) = 1269,6 \text{ Н}.\end{aligned}$$

Проверка: $\sum (F_i)_H = F_{B_H} - F_t + F_{A_H} = 3256,7 - 4526,3 + 1269,6 = 0$.
Реакции найдены правильно.

1.4 Суммарные реакции опор, необходимые для расчета подшипников:

$$\begin{aligned}F_A &= \sqrt{F_{A_V}^2 + F_{A_H}^2} = \sqrt{800,1^2 + 1269,6^2} = 1500,7 \text{ Н}; \\ F_B &= \sqrt{F_{B_V}^2 + F_{B_H}^2} = \sqrt{867,9^2 + 3256,7^2} = 3370,4 \text{ Н}.\end{aligned}$$

1.5 Реакции опор от радиальной силы муфты определяем из уравнений равновесия в соответствии с рисунком К.1, е:

- сумма моментов относительно опоры (A):

$$\sum (M_i)_A = 0; \quad F_{B_M}(\ell_1 + \ell_2) - F_K(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) = 0;$$

$$F_{B_M} = F_K(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) / (\ell_1 + \ell_2) =$$

$$= 3583,3(0,295 + 0,115 + 0,125) / (0,295 + 0,115) = 4675,8 \text{ Н};$$

- сумма моментов относительно опоры (В):

$$\sum (M_i)_B = 0; \quad -F_{A_M}(\ell_1 + \ell_2) - F_K \ell_3 = 0;$$

$$F_{A_M} = -F_K \ell_3 / (\ell_1 + \ell_2) = -3583,3 \cdot 0,125 / (0,295 + 0,115) = -1092,5 \text{ Н}.$$

Знак « - » означает, что действительное направление вектора противоположно предварительно заданному направлению на схеме. Предварительно направление вектора F_{A_M} было принято совпадающим с направлением оси y , действительное направление F_{A_M} противоположно направлению оси y .

Проверка: $\sum (F_i) = F_{B_M} - F_K + F_{A_M} = 4675,8 - 3583,3 - 1092,5 = 0$.
Реакции найдены правильно.

1.6 Максимальные радиальные реакции опор, необходимые для расчета подшипников. Условно принимаем, что направления векторов F_A и F_{A_M} , F_B и F_{B_M} при вращении вала периодически совпадают (самое неблагоприятное сочетание):

$$F_{A_{max}} = F_A + |F_{A_M}| = 1500,7 + |-1092,5| = 2593,2 \text{ Н};$$

$$F_{B_{max}} = F_B + |F_{B_M}| = 3370,4 + 4675,8 = 8046,2 \text{ Н}.$$

2 Определение внутренних силовых факторов

2.1 Определение внутренних изгибающих моментов от действия сил, меняющих свое положение относительно вращающегося вала:

2.1.1 В вертикальной плоскости (V) (рис. К.1, в):

- на первом участке для левой и правой границы:

$$\text{при } x = 0; \quad M_{V_1} = 0;$$

$$\text{при } x = \ell_1; \quad M_{V_2} = F_{A_V} \ell_1 = 800,1 \cdot 0,295 = 236,0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- на втором участке для левой и правой границы:

$$\text{при } x = \ell_1; \quad M_{V_3} = F_{B_V} \ell_2 = 867,9 \cdot 0,115 = 99,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\text{при } x = \ell_1 + \ell_2; \quad M_{V_4} = 0.$$

2.1.2 В горизонтальной плоскости (H) (рис. К.1, д):

- на первом участке для левой и правой границы:

$$\text{при } x = 0; \quad M_{H_1} = 0;$$

$$\text{при } x = \ell_1; \quad M_{H_2} = F_{A_H} \ell_1 = 1269,6 \cdot 0,295 = 374,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- на втором участке для левой и правой границы:

$$\text{при } x = \ell_1; \quad M_{H_3} = M_{H_2} = 374,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\text{при } x = \ell_1 + \ell_2; \quad M_{H_4} = 0;$$

2.2 Определение внутренних изгибающих моментов от действия сил, не меняющих свое положение относительно вращающегося вала (рис. К.1, ж):

- на первом участка для правой границы:

$$\text{при } x = \ell_1; \quad M_{K_1} = F_{A_M} \ell_1 = -1092,5 \cdot 0,295 = -332,3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- на втором участке для правой границы:

$$\begin{aligned} \text{при } x = \ell_1 + \ell_2; \quad M_{K_2} &= F_{A_M} (\ell_1 + \ell_2) = \\ &= -1092,5(0,295 + 0,115) = -447,9 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

2.3 Суммарные изгибающие моменты от сил, меняющих положение относительно вала (рис. К.1, з):

- на первом участке для правой границы:

$$M_{C_1} = \sqrt{M_{V_2}^2 + M_{H_2}^2} = \sqrt{236,0^2 + 374,5^2} = 442,7 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- на втором участке для левой границы:

$$M_{C_2} = \sqrt{M_{V_3}^2 + M_{H_3}^2} = \sqrt{99,8^2 + 374,5^2} = 387,6 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- на третьем участке: $M_{C_3} = 0$.

2.4 Максимальные суммарные изгибающие моменты для сил, меняющих и не меняющих положение относительно вала (рис. К.1, и):

- на первом участке для правой границы:

$$M_{\Sigma_1} = M_{C_1} + |M_{K_1}| = 442,7 + |-332,3| = 765,0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- на втором участке для левой границы:

$$M_{\Sigma_2} = M_{C_2} + |M_{K_1}| = 387,6 + |-332,3| = 710,0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- на третьем участке для левой границы:

$$M_{\Sigma_3} = M_{C_3} + |M_{K_2}| = 0 + |-447,9| = 447,9 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.5 Крутящий момент на границах участков (рис. К.1, к):

- на первом участке $T_1 = 0$;
- на втором участке $T_2 = T = 860 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- на третьем участке $T_3 = T = 860 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

2.6 Эквивалентные моменты на границах участков (рис. К.1, л):

- на первом участке для левой и правой границы:

$$\text{при } x = 0; \quad M_{\vartheta_1} = 0;$$

$$\text{при } x = \ell_1 \quad M_{\vartheta_2} = \sqrt{M_{\Sigma_2}^2 + T_1^2} = \sqrt{765,0^2 + 0^2} = 765,0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- на втором участке для левой и правой границы:

$$\text{при } x = \ell_1 \quad M_{\vartheta_3} = \sqrt{M_{\Sigma_2}^2 + T_2^2} = \sqrt{710,0^2 + 860^2} = 1115,2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\begin{aligned} \text{при } x = \ell_1 + \ell_2 \quad M_{\vartheta_4} &= \sqrt{M_{\Sigma_3}^2 + T_2^2} = \sqrt{447,9^2 + 860^2} = \\ &= 969,6 \text{ Н}\cdot\text{м}; \end{aligned}$$

- на третьем участке для правой границы:

$$\text{при } x = \ell_1 + \ell_2 + \ell_3 \quad M_{\vartheta_5} = T_3 = 860 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из эпюры находим координату опасного сечения вала с максимальным эквивалентным моментом: $x_{on} = \ell_1$ под ступицей зубчатого колеса, $M_{\vartheta_{max}} = 1115,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

3 Расчет на статическую прочность

3.1 Геометрические характеристики в опасном сечении вала (Приложение Ж).

Осевой момент сопротивления сечения, ослабленного шпоночной канавкой. Для обычной призматической шпонки размеры ее сечения зависят от диаметра вала и определяются по справочной литературе.

Диаметр вала под ступицей зубчатого колеса $d_e = 65 \text{ мм}$, ширина сечения шпонки $b = 18 \text{ мм}$, высота сечения шпонки $h = 11 \text{ мм}$:

$$\begin{aligned} W_{oc} &= \pi d_e^3 / 32 - bh(2d_e - h)^2 / (16d_e) = \\ &= 3,14 \cdot 65^3 / 32 - 18 \cdot 11 (2 \cdot 65 - 11)^2 / (16 \cdot 65) = 24251 \text{ мм}^3. \end{aligned}$$

3.2 Действующее в опасном сечении вала эквивалентное напряжение:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{III}} = \frac{K_{\text{II}} M_{\text{Э}_{\text{max}}}}{W_{\text{OC}}} = \frac{2,2 \cdot 1115,2 \cdot 10^3}{24251} = 101,2 \text{ МПа.}$$

3.3 Коэффициент, учитывающий снижение механических свойств металла с ростом размера заготовки вала из углеродистой стали по сравнению с образцом при испытании:

$$K_1 = 1.$$

3.4 Допускаемое напряжение по пределу текучести для материала вала при изгибе:

$$[\sigma]_{\text{л}} = \frac{K_1 \sigma_{\text{T}}}{S_{\text{T}}} = \frac{1 \cdot 320}{2} = 160 \text{ МПа.}$$

3.5 Проверка условия статической прочности:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{III}} = 101,2 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{л}} = 160 \text{ МПа.}$$

Условие статической прочности вала выполняется.

3.6 Если условие не выполняется, то необходимо увеличить диаметр вала в опасном сечении.

4 Расчет вала на сопротивление усталости

4.1 Амплитудное и среднее значение цикла изменения нормальных напряжений в сечении вала с максимальным моментом M_{C} при изгибе:

$$\sigma_a = \frac{M_{\text{C}_1}}{W_{\text{OC}}} = \frac{442,7 \cdot 10^3}{24251} = 18,3 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_m = \frac{|M_{\text{K}_1}|}{W_{\text{OC}}} = \frac{|-322,3 \cdot 10^3|}{24251} = 13,3 \text{ МПа.}$$

4.2 Полярный момент сопротивления сечения, ослабленного шпоночной канавкой.

$$W_p = \pi d_{\text{с}}^3 / 16 - b h (2d_{\text{с}} - h)^2 / (16d_{\text{с}}) =$$

$$= 3,14 \cdot 65^3 / 16 - 18 \cdot 11 (2 \cdot 65 - 11)^2 / (16 \cdot 65) = 51199 \text{ мм}^3.$$

4.3 Амплитудное и среднее значение цикла изменения касательных напряжений в опасном сечении вала при кручении:

$$\tau_a = \frac{T}{2 \cdot W_p} = \frac{860 \cdot 10^3}{2 \cdot 51199} = 8,4 \text{ МПа};$$

$$\tau_m = \tau_a = 8,4 \text{ МПа}.$$

4.4 Эффективные коэффициенты концентрации напряжений нормальных K_σ и касательных K_τ для шпоночного паза изготовленного концевой («пальцевой») фрезой (рис. Ж.3):

$$K_\sigma = 1,85; \quad K_\tau = 1,48.$$

4.5 Коэффициенты чувствительности металла к концентрации напряжений и масштабному фактору для нормальных и касательных напряжений при $\sigma_B \leq 1300 \text{ МПа}$:

$$\nu_\sigma = 0,211 - 0,000143\sigma_B = 0,211 - 0,000143 \cdot 540 = 0,134;$$

$$\nu_\tau = 1,5\nu_\sigma = 1,5 \cdot 0,134 = 0,201.$$

4.6 Коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения вала для нормальных и касательных напряжений

- при изгибе

$$K_{d_\sigma} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{d_\sigma}{d_0} \right)^{-2\nu_\sigma} \right] = 0,5 \left[1 + \left(\frac{65}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,134} \right] = 0,78;$$

- при кручении

$$K_{d_\tau} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{d_\tau}{d_0} \right)^{-2\nu_\tau} \right] = 0,5 \left[1 + \left(\frac{65}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,201} \right] = 0,71.$$

4.7 Отношение K_σ/K_{d_σ} и K_τ/K_{d_τ} для концентратора напряжения – шпоночный паз:

$$K_\sigma/K_{d_\sigma} = 1,85/0,78 = 2,37; \quad K_\tau/K_{d_\tau} = 1,48/0,71 = 2,08.$$

4.8 Определяем отношения $K_{\sigma} / K_{d_{\sigma}}$ и $K_{\tau} / K_{d_{\tau}}$ для вала с напрессованной ступицей зубчатого колеса при $d_B < 150$ мм;

- при изгибе

$$\begin{aligned} K_{\sigma} / K_{d_{\sigma}} &= (0,38 + 1,48 \lg d_B)(0,305 + 0,00139 \sigma_B) = \\ &= (0,38 + 1,48 \lg 65)(0,305 + 0,00139 \cdot 540) = 3,23; \end{aligned}$$

- при кручении

$$K_{\tau} / K_{d_{\tau}} = 0,6(K_{\sigma} / K_{d_{\sigma}}) = 0,6 \cdot 3,23 = 1,94.$$

Так как отношение коэффициента эффективного концентратора нормальных напряжений к коэффициенту масштабного фактора для опасного сечения вала у напрессованной ступицы больше, чем у шпоночного паза, то в дальнейшем учитываем коэффициент от запрессовки. А по касательным напряжениям учитываем соотношение коэффициентов для шпоночной канавки, так как оно оказалось больше.

4.9 Определяем коэффициенты влияния качества обработки поверхности, принимая шероховатость вала под ступицей $R_a = 1,6$ мкм, что примерно соответствует $R_z = 10$ мкм, а для шпоночной канавки на валу $R_a = 6,3$ мкм, что соответствует $R_z = 35$ мкм:

- при изгибе гладкого вала с насаженной деталью:

$$\begin{aligned} K_{F_{\sigma}} &= 1 - 0,22[\lg(\sigma_B/20) - 1] \lg R_z = \\ &= 1 - 0,22[\lg(540/20) - 1] \lg 10 = 0,90; \end{aligned}$$

- при кручении гладкого вала с насаженной деталью:

$$K_{F_{\tau}} = 0,575 K_{F_{\sigma}} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,90 + 0,425 = 0,94;$$

- при изгибе вала со шпоночной канавкой:

$$\begin{aligned} K_{F_{\sigma}} &= 1 - 0,22[\lg(\sigma_B/20) - 1] \lg R_z = \\ &= 1 - 0,22[\lg(540/20) - 1] \lg 35 = 0,853; \end{aligned}$$

- при кручении вала со шпоночной канавкой:

$$K_{F_{\tau}} = 0,575 K_{F_{\sigma}} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,853 + 0,425 = 0,915.$$

4.10 Коэффициент влияния поверхностного упрочнения. Материал вала применяется без поверхностного упрочнения (Приложение И):

$$K_V = 1.$$

4.11 Коэффициент чувствительности материала вала к асимметрии цикла напряжений:

$$\text{- при изгибе } \psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 540 = 0,128;$$

$$\text{- при кручении } \psi_\tau = 0,5 \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,128 = 0,064.$$

4.12 Коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{K_{1\sigma-1}}{\frac{1}{K_V} \left(\frac{K_\sigma}{K_{d_\sigma}} + \frac{1}{K_{F_\sigma}} - 1 \right) \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} =$$

$$= \frac{1 \cdot 270}{\frac{1}{1} \left(3,23 + \frac{1}{0,90} - 1 \right) \cdot 18,3 + 0,128 \cdot 13,3} = 4,3.$$

4.13 Коэффициент запаса прочности вала по касательным напряжениям:

$$S_\tau = \frac{K_{1\tau-1}}{\frac{1}{K_V} \left(\frac{K_\tau}{K_{d_\tau}} + \frac{1}{K_{F_\tau}} - 1 \right) \tau_a + \psi_\tau \tau_m} =$$

$$= \frac{1 \cdot 160}{\frac{1}{1} \left(2,08 + \frac{1}{0,915} - 1 \right) \cdot 8,4 + 0,064 \cdot 8,4} = 8,5.$$

4.14 Общий коэффициент запаса прочности по пределу выносливости:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{4,3 \cdot 8,5}{\sqrt{4,3^2 + 8,5^2}} = 3,8 > [S] = 2.$$

Условие сопротивления вала усталости выполняется.