

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Казанский национальный исследовательский технологический университет»
(НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ»)

Б.С. Леонтьев

РУКОВОДСТВО
ПО РАСЧЕТУ ПРИВОДА

Учебное пособие

КНИГА 2, часть 2

Нижекамск
2014

УДК 621.8
Л 47

Печатается по решению редакционно-издательского совета Нижнекамского химико-технологического института (филиал) ФБГОУ ВПО «КНИТУ».

Рецензенты:

Насыйров М. Н. – главный конструктор проектно-конструкторского центра ОАО «Нижнекамскнефтехим»;

Амирова С. С. – доктор педагогических наук, профессор.

Леонтьев Б.С.

Л 47 Руководство по расчету привода: учебное пособие: в 2 книгах. Книга 2, часть 2 / Б.С. Леонтьев. – Нижнекамск: Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФБГОУ ВПО «КНИТУ», 2014. – 64 с.

Книга 2 учебного пособия «Руководство по расчету привода» по своему построению делится на несколько частей, каждая из которых посвящена одному определенному заданию.

В части 2 книги 2 разрабатывается конструкция цилиндрическо-червячного редуктора («Конструктивная схема №2 для задания 1.3», см. приложение 1). На базе этой схемы рассмотрены вопросы конструирования валов и других элементов двухступенчатого цилиндрическо-червячного редуктора, изложена методика расчета входного и выходного валов на статическую прочность и сопротивление усталости.

Предназначено для студентов механического факультета всех форм обучения, выполняющих курсовой проект по дисциплине «Детали машин» по первому типу заданий.

Подготовлено на кафедре МАХП НХТИ.

УДК621.8

© Леонтьев Б. С., 2014

© Нижнекамский химико-технологический институт (филиал)
ФБГОУ ВПО «КНИТУ», 2014.

ВВЕДЕНИЕ

После определения механических параметров на валах привода, межосевых расстояний и размеров элементов передач, а также нагрузок, действующих в передачах, приступают к разработке конструкции редуктора, являющегося составной частью привода. На первом этапе конструирования разрабатывается «Конструктивная схема цилиндрическо-червячного редуктора (схема №2 для задания 1.3)» – в дальнейшем «Конструктивная схема №2». При этом определяют расположение деталей передач, расстояния деталей друг от друга и от стенок корпуса, диаметры ступеней валов и длины участков ступеней, выбирают типы подшипников качения и схемы их установки. Расстояния между деталями выбирают так, чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за соседние детали и за внутренние поверхности стенок корпуса. Особенность данной конструктивной схемы состоит в том, что цилиндрическая зубчатая передача, являющаяся первой ступенью редуктора, расположена в съемном корпусе (поз.3 на конструктивной схеме №2). Это позволяет обеспечить оптимальные условия для сборки и регулирования обеих ступеней цилиндрическо-червячного редуктора.

В качестве опор валов (входного, промежуточного и выходного) в соответствии с установившейся практикой проектирования и эксплуатации машин и механизмов применяют следующие подшипники: для входного вала, на котором расположена шестерня цилиндрической зубчатой передачи, применяют радиально-упорные шарикоподшипники ГОСТ 831–75, если передача косозубая, или радиальные однорядные шарикоподшипники ГОСТ 8338–75, если передача прямозубая; для промежуточного вала в правой опоре применяют сдвоенные конические роликоподшипники ГОСТ 27365–87, воспринимающие как радиальную, так и осевую нагрузки, а в левой опоре – радиальный однорядный шарикоподшипник ГОСТ 8338–75, воспринимающий только радиальную нагрузку; для выходного вала применяют конические роликоподшипники ГОСТ 27365–87, установленные по схеме «враспор».

Сдвоенные конические роликоподшипники правой опоры промежуточного вала установлены по схеме «враспор» в специальном стакане, что позволяет обеспечить фиксирование опоры от осевых перемещений. Данное конструктивное решение обеспечивает возможность установки промежуточного вала в корпус редуктора в собранном виде, а также возможность регулирования червячной передачи.

В конструкции редуктора максимально используются стандартные элементы конструкции и стандартные детали: законцовки валов, крышки подшипниковых узлов, крепежные детали и др.

Подбор подшипников качения осуществляется в зависимости от частоты их вращения и условий работы. Так как частота вращения всех валов редуктора превышает 10 об/мин, то основным критерием работоспособности подшипников является динамическая грузоподъемность C_r . Она применяется для определения расчетного ресурса L_{10ah} (при требуемой надежности 90%) и для проверки выполнения условия, что максимальная динамическая радиальная нагрузка на подшипник не превышает половины динамической грузоподъемности: $P_{r\max} \leq 0,5C_r$. При выполнении условий, что расчетный ресурс не меньше заданного ($L_{10ah} \geq L_h$) и $P_{r\max} \leq 0,5C_r$, подшипник считается пригодным.

После проверки пригодности подшипников качения, примененных в опорах валов, переходят к расчетам валов на прочность. Основными нагрузками на валы являются силы и моменты от передач, которые воздействуют на валы через насаженные на них детали: на входном валу – полумуфта соединительной муфты, установленная на законцовке вала, и шестерня цилиндрической зубчатой передачи; на промежуточном валу – зубчатое колесо, установленное на консольной части вала, и червяк, выполненный заодно с валом; на выходном валу – червячное колесо и ведущая звездочка цепной передачи, установленная на законцовке вала. Под действием постоянных по значению и направлению сил во вращающихся валах возникают напряжения, изменяющиеся по симметричному циклу. Основными материалами для валов служат термически обрабатываемые среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х, 40ХН, механические характеристики которых представлены в таблице 10.2 [1, стр. 183].

В заключительной части курсового проекта выполняются расчеты валов на статическую прочность и на сопротивление усталости. Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести (S_T) и коэффициент запаса на усталостную прочность (S) в опасных сечениях вала должен быть не менее 2.

Конструктивная схема цилиндрическо-червячного редуктора (схема №2 для задания 1.3) – см. приложение 1.

ГЛАВА 7. Конструктивные размеры элементов цилиндрическо-червячного редуктора

7.1. Передачи редуктора

7.1.1. Зубчатая передача (индекс «зб»)

Выписываем принятые значения параметров зубчатой передачи, мм:

$a_{wзб}$ – межосевое расстояние;

$m_{цá}$ – модуль зубчатой передачи;

$d_{1зб}$ и $d_{2зб}$ – делительные диаметры шестерни и колеса;

$d_{a1зб}$ и $d_{a2цá}$ – диаметры вершин зубьев колес;

$d_{f1зб}$ и $d_{f2зб}$ – диаметры впадин зубьев колес;

$b_{2зб}$ – ширина зубчатого венца колеса.

Примечание. Вышеуказанные параметры – см. в соответствующих разделах расчета цилиндрической зубчатой передачи (глава 2, книга 1). Параметры указаны без индекса «зб».

Рассчитываем остальные параметры конструктивных элементов зубчатой передачи.

$b_{1зб}$ – ширина зубчатого венца шестерни, мм:

$$b_{1цá} = b_{2зб}.$$

$l_{ст зб}$ – длина ступицы зубчатого колеса, мм.

Для ступицы рекомендуется выдерживать следующие соотношения:

$$l_{цò цá} \geq l_{ø} + 10 \text{ мм}; \quad l_{ст зб} = (1,5 \dots 2,5) d_{ê цá} \quad (7.1)$$

где $l_{ø}$ – длина шпонки в соединении зубчатого колеса с валом (см. раздел 7.3); $d_{ê цá}$ – диаметр вала под зубчатое колесо (там же);

$d_{ст зб}$ – диаметр ступицы зубчатого колеса, мм.

$$\text{Для стальных колес } d_{цò цá} = (1,5 \dots 1,55) d_{ê цá}, \quad (7.2)$$

при этом меньшие значения для шлицевого соединения колеса с валом, большие – для шпоночного соединения.

A_1 – торцовый зазор между зубьями шестерни или колеса и внутренней поверхностью боковой стенки корпуса. Принимаем $A_1 = 8 \text{ мм}$.

7.1.2. Червячная передача (индекс «чр»)

Выписываем принятые значения параметров червячной передачи, мм:

$a_{wчр}$ – межосевое расстояние;

$m_{чр}$ – модуль червячной передачи;

$d_{1чр}$ – делительный диаметр червяка;

$d_{a1чр}$ – диаметр вершин витков червяка;

$d_{f1чр}$ – диаметр впадин витков червяка;
 $b_{1чр}$ – длина нарезанной части червяка;
 $d_{2чр}$ – делительный диаметр червячного колеса;
 $d_{a2чр}$ – диаметр вершин зубьев колеса;
 $d_{f2чр}$ – диаметр впадин зубьев колеса;
 $d_{ae2чр}$ – диаметр колеса наибольший;
 $b_{2чр}$ – ширина венца колеса.

Примечание. Вышеуказанные параметры – см. в соответствующих разделах расчета червячной передачи (глава 3, книга 1).
 Параметры указаны без индекса «чр».

Рассмотрим остальные параметры конструктивных элементов червячного колеса. Чаще всего червячные колеса изготавливают составными: центр – из серого чугуна или стали, зубчатый венец – из бронзы. Соединение венца с центром должно обеспечивать передачу большого вращающего момента и сравнительно небольшой осевой силы.

$l_{н\delta\div\delta}$ – длина ступицы червячного колеса.

Для ступицы рекомендуется выдерживать следующие соотношения, мм:

$$l_{с\delta\div\delta} > b_{2\div\delta}; \quad l_{с\delta\div\delta} = (0,8 \dots 1,5) d_{\hat{\epsilon}\div\delta}, \quad (7.3)$$

где $d_{\hat{\epsilon}\div\delta}$ – диаметр вала под червячное колесо (см. раздел 7.4).

$d_{с\delta\div\delta}$ – диаметр ступицы червячного колеса.

Диаметр $d_{с\delta\div\delta}$ назначают в зависимости от материала центра колеса, мм:

$$\text{для стали } d_{с\delta\div\delta} = (1,5 \dots 1,55) d_{кчр}; \quad (7.4)$$

$$\text{для чугуна } d_{с\delta\div\delta} = (1,55 \dots 1,6) d_{кчр}; \quad (7.5)$$

при этом меньшие значения для шлицевого соединения колеса с валом, большие – для шпоночного соединения.

Например. Дано: $d_{\hat{\epsilon}\div\delta} = 70$ мм, ступица из стали.

$d_{н\delta\div\delta} = (1,5 \dots 1,55) 70 = 105 \dots 108,5$. Рекомендуется принять

$d_{н\delta\div\delta} = 105$ мм для шлицевого соединения и $d_{н\delta\div\delta} = 108$ мм для шпоночного.

A – радиальный зазор между зубьями червячного колеса (по диаметру $d_{\hat{a}\hat{a}2\div\delta}$) и внутренними поверхностями стенок корпуса, мм:

$$A = \sqrt[3]{L} + 3. \quad (7.6)$$

L – расстояние между внешними поверхностями вращающихся деталей, мм:

$$L = \frac{d_{a1\div\delta}}{2} + a_{w\div\delta} + \frac{d_{\hat{a}\hat{a}2\div\delta}}{2} \quad (7.7)$$

Параметры $d_{a1\div\delta}$, $a_{w\div\delta}$ и $d_{\hat{a}\hat{a}2\div\delta}$ – см. выше.

Полученное значение A округляем в большую сторону до целого числа, при этом значение A должно быть в диапазоне (8...15) мм. Если $A < 8$ мм, то принимаем $A = 8$ мм.

7.2. Конструкция входного вала (индекс 1)

Предварительно оцениваем диаметр законцовки вала из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях.

$d_{\text{éi1}}$ – диаметр концевой части вала, мм:

$$d_{\text{éi1}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot \dot{Q}_1}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (7.8)$$

где T_1 – вращающий момент на входном валу редуктора №1, Н·м (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1); $[\tau]=12$ МПа – допускаемое касательное напряжение для входного вала.

В первом приближении значение $d_{\text{éi1}}$ округляем в бóльшую сторону до величины из таблицы 7.1 так, чтобы принятое значение было больше рассчитанного не менее, чем на 3 мм, и соответствовало значению диаметра вала электродвигателя d_1 (см. характеристику выбранного электродвигателя в разделе 1.1, глава 1, книга 1). В случае, если диаметр $d_{\text{éi1}}$ меньше минимального значения диаметров законцовки, соответствующих диаметру d_1 , то за окончательное принимаем это минимальное значение $d_{\text{éi1}}$.

Таблица 7.1

| Диаметр d_1 вала электродвигателя, мм | Диаметр $d_{\text{кон}}$ законцовки входного вала, мм | Номинальный крутящий момент муфты T_H , Н·м | Допускаемое радиальное смещение валов Δ , мм |
|---|---|---|---|
| 19 | 16,18,19 | 31,5 | 0,2 |
| 22, 24 | 20, 22 | 63 | 0,2 |
| 28, 32 | 25, 30 | 125 | 0,3 |
| 32, 38, 42 | 35, 40, 45 | 250 | 0,3 |
| 42 | 40, 45 | 500 | 0,3 |
| 48, 55 | 45, 50, 55 | 710 | 0,4 |
| 60, 65 | 50, 55, 60, 65 | 1000 | 0,4 |

Например: 1. $d_1=24$ мм, рассчитанное значение $d_{\text{éi1}}=17,35$ мм; в первом приближении $d_{\text{éi1}}=22$ мм. Так как $d_{\text{éi1}}=22$ мм соответствует $d_1=24$ мм, то оставляем это значение как окончательное.

2. $d_1=38$ мм, рассчитанное значение $d_{\text{éi1}}=25,66$ мм; в первом приближении $d_{\text{éi1}}=30$ мм. Так как $d_{\text{éi1}}=30$ мм не соответствует $d_1=38$ мм, то за окончательное принимаем $d_{\text{éi1}}=35$ мм (минимальное значение из диаметров $d_{\text{éi1}}$, соответствующих $d_1=38$ мм).

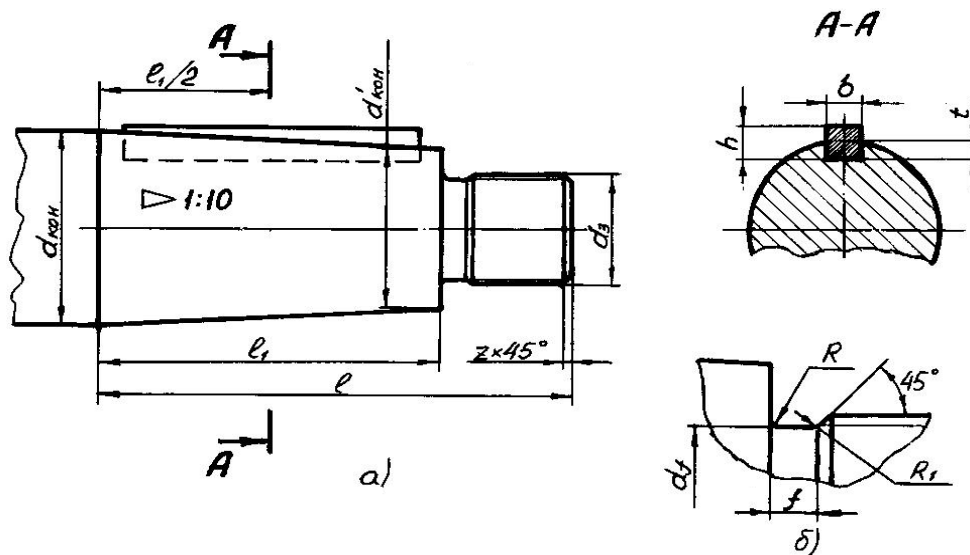


Рис. 7.1

После определения величины $d_{\text{вв1}}$ принимаем решение о форме законцовки входного вала. Ее рекомендуется выбрать конусной (рис. 7.1, а) для диаметров $d_{\text{вв1}} = 25; 30; 35; 40; 45; 55$ мм или цилиндрической (рис. 7.2) для диаметров $d_{\text{вв1}} = 16; 18; 19; 20; 50; 60; 65$ мм.

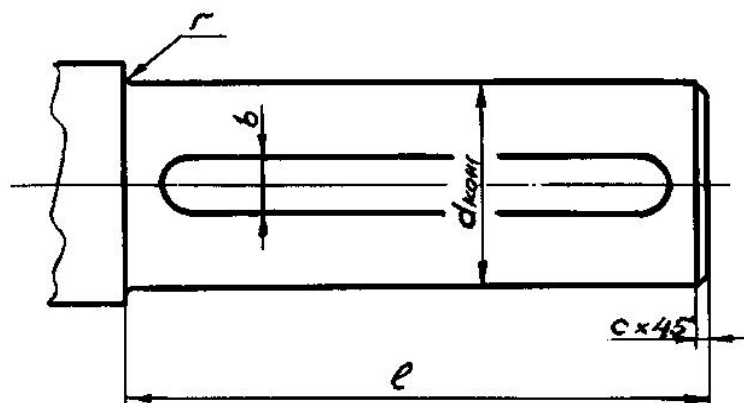


Рис. 7.2

Выполняем эскиз законцовки, а затем даем обозначение муфты МУВП в зависимости от диаметров d_1 , $d_{\text{вв1}}$ и формы законцовки входного вала.

Например: 1. $d_1 = 24$ мм (цилиндрическая форма) и

$d_{\text{вв1}} = 22$ мм (цилиндрическая форма):

Муфта 63–24–I.1–22–I.1 ГОСТ 21424–93.

2. $d_1 = 38$ мм (цилиндрическая форма) и $d_{\text{вв1}} = 35$ мм (конусная законцовка): «Муфта 250–38–I.1–35–II.1 ГОСТ 21424–93»

Таблица 7.2

| Размеры, мм | | | | | |
|------------------|---------|-----|-------|--------------|-----|
| $d_{\text{кон}}$ | d_3 | l | l_1 | $b \times h$ | t |
| 25 | M16×1,5 | 60 | 42 | 5×5 | 3,0 |
| 30 | M20×1,5 | 80 | 58 | 5×5 | 3,0 |
| 35 | M20×1,5 | 80 | 58 | 6×6 | 3,5 |
| 40 | M24×2,0 | 110 | 82 | 10×8 | 5,0 |
| 45 | M30×2,0 | 110 | 82 | 12×8 | 5,0 |
| 55 | M36×3,0 | 110 | 82 | 14×9 | 5,5 |
| 70 | M48×3,0 | 140 | 105 | 18×11 | 7,0 |
| 90 | M64×4,0 | 170 | 130 | 22×14 | 9,0 |

Примечания: 1. $b \times h$ – ширина и высота шпонки.

2. Диаметр $d'_{\text{эи}} = d_{\text{эи}} - l_1 / 10$.

Для конусной законцовки из таблицы 7.2 выписываем следующие данные, мм: $d_{\text{эи1}}; d_3; l; l_1; b \times h; t$. Проточка резьбы конусной законцовки выполняется в соответствии с рис. 7.1,б. Из таблицы 7.3 для нее должны быть выписаны параметры, мм: $f; R; R_1; d_f; z$.

Таблица 7.3

| Размеры, мм | | | | | |
|----------------|-----|-----|-------|-----------|-----|
| Шаг резьбы P | f | R | R_1 | d_f | z |
| 1,5 | 4,0 | 1,0 | 0,5 | $d - 2,2$ | 1,6 |
| 2 | 5,0 | 1,6 | 0,5 | $d - 3$ | 2,0 |
| 3 | 6,0 | 1,6 | 1,0 | $d - 4,5$ | 2,5 |
| 4 | 8,0 | 2,0 | 1,0 | $d - 6,0$ | 3,0 |

Примечание. Здесь d – диаметр резьбы. Например, для $d_3 = \text{M20} \times 1,5$: шаг $P = 1,5$ мм, $d_f = 20 - 2,2 = 17,8$ мм; для $d_3 = \text{M36} \times 3,0$: шаг $P = 3,0$ мм, $d_f = 36 - 4,5 = 31,5$ мм.

Для законцовки цилиндрической формы из таблицы 7.4 выписываем следующие данные, мм: $d_{\text{эи1}}; l; r; c; b \times h$.

Таблица 7.4

| Размеры, мм | | | | |
|-----------------|-----|-----|-----|--------------|
| $d_{\text{эи}}$ | l | r | c | $b \times h$ |
| 16 | 40 | 1,0 | 0,6 | 5×5 |
| 18;19 | | | | 6×6 |
| 20 | 50 | 1,6 | 1,0 | 6×6 |
| 50 | 110 | 2,0 | 1,6 | 14×9 |
| 60;65 | 140 | 2,5 | 2,0 | 18×11 |
| 75 | | | | 20×12 |
| 80;85 | 170 | 3,0 | 2,5 | 22×14 |
| 95 | | | | 25×14 |
| 100;105;110 | 210 | | | 28×16 |

Примечание. $b \times h$ – ширина и высота шпонки.

Рассмотрим следующий после законцовки участок вала, с которым контактирует манжета.

$d_{i\dot{a}i}$ – диаметр вала под манжету [см. 1, таблица 24.26, стр. 473, 474], мм:

$d_{i\dot{a}i} = d_{\dot{e}i i 1}$ – для конусной законцовки вала;

$d_{i\dot{a}i} = d_{\dot{e}i i 1} + (1 \dots 6)$ мм – для законцовки цилиндрической формы. Значение конструктивной добавки выбираем таким, чтобы величина диаметра $d_{i\dot{a}i}$ была кратной 5.

Например: 1. Для цилиндрической законцовки, имеющей $d_{\dot{e}i i 1} = 22$ мм, $d_{i\dot{a}i} = 22 + 3 = 25$ мм. Условное обозначение манжеты типа 1, исполнения 1 (с механически обработанной кромкой) для вала диаметром 25 мм, с наружным диаметром 42 мм из резины 2 группы (на основе бутадиен-нитрилакрилового каучука): «Манжета 1.1–25×42–2 ГОСТ 8752–79».

2. Для конусной законцовки с $d_{\dot{e}i i 1} = 35$ мм:

«Манжета 1.1–35×58–2 ГОСТ 8752–79».

По $d_{i\dot{a}i}$ (d) выписываем параметры манжеты d , \dot{A} и h для типа 1, выполняем эскиз и указываем обозначение манжеты по ГОСТ.

На следующем участке входного вала установлен шарикоподшипник, являющийся левой опорой вала:

а) радиально - упорный однорядный ГОСТ 831–75 с углом контакта

$\alpha = 26^\circ$ [см. 1, таблица 24.16, стр. 465] в случае, если зубчатая передача является **косозубой**;

б) радиальный однорядный ГОСТ 8338–75 [см. 1, таблица 24.10, стр. 459] в случае, если зубчатая передача является **прямозубой**.

$d_{i\dot{a}i\dot{a}i\dot{a}i}$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника левой опоры, мм:

$d_{i\dot{a}i\dot{a}i\dot{a}i} = d_{i\dot{a}i}$.

По диаметру $d_{i\dot{a}i\dot{a}i\dot{a}i}$ (d) производим выбор подшипника серии диаметров 2 (легкой серии) или серии диаметров 3 (средней серии), при этом для определения серии подшипника руководствуемся следующей рекомендацией:

$$C'_r = \left[1,4 \cdot K_E \cdot \sqrt{F_t^2 + F_r^2} \cdot \sqrt[3]{80 \cdot 10^{-6} \cdot L_h \cdot n_1} \right] \cdot K_k \leq C_r, \quad (7.9)$$

где C'_r – динамическая нагрузка на подшипник, Н;

$K_E = 0,56$ – коэффициент эквивалентности для подшипников, работающих при типовых режимах нагружения [см. 1, стр. 116, типовой режим III];

F_t и F_r – окружная и радиальная силы в зубчатом зацеплении, Н (см. раздел 2.12, глава 2, книга 1);

$k = 3$ – показатель степени для шарикоподшипников [см. 1, стр. 117];

$L_h = 5256$ ч – заданный ресурс работы привода в часах (см. раздел 2.2.1, глава 2, книга 1);

n_1 – частота вращения входного вала №1, об/мин (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1);

K_k – поправочный коэффициент, учитывающий конструктивные особенности первой ступени цилиндрическо-червячного редуктора:

$K_k=2,85$ – для **косозубой** зубчатой передачи;

$K_k=2,5$ – для **прямозубой** зубчатой передачи;

C_r – динамическая грузоподъемность шарикоподшипника, Н.

Примечания: 1. Для выполнения соотношения (7.9) рассмотрим сначала подшипник легкой серии. В случае, если динамическая нагрузка C_r' превышает динамическую грузоподъемность подшипника C_r легкой серии, то переходим к подшипнику средней серии.

2. Если для выбранного типоразмера подшипника соотношение (7.9) не выполняется, то необходимо перейти на следующий типоразмер, т.е. увеличить $d_{i1a1eaa}$ на 5 мм, и снова выполнить проверку по п.1. При этом необходимо увеличить на 5 мм $d_{i ai}$ и d_{ei1} .

Для выбранного шарикоподшипника выполняем эскиз, указываем обозначение по ГОСТ и выписываем следующие данные: $d; \dot{A}; B; r; \dot{A}_o; C_r; C_{0r}$.

Например: обозначение радиально-упорного шарикоподшипника легкой серии, с $\alpha=26^\circ$, при $d_{i1a1eaa}=35$ мм: «Подшипник 46207 ГОСТ 831–75».

Далее между подшипником и шестерней располагается буртик, который служит упором для подшипника и для диаметра которого $d_{aod1eaa}$ должно выполняться следующее соотношение:

$$d_{f1ca} > d_{aod1eaa} \geq d_{i1a1eaa} + 3r, \quad (7.10)$$

где d_{f1ca} – диаметр впадин зубьев шестерни (см. раздел 7.1.1);

r – параметр шарикоподшипника (см. выше)

Примечания: 1. Значение диаметра $d_{aod1eaa}$ округляется до величины, кратной 2 или 5, и должно быть ближе к правой части соотношения $(d_{i1a1eaa} + 3r)$.

2. В случае, если левая часть соотношения не выполняется, т.е. $d_{f1ca} < d_{i1a1eaa} + 3r$, то значение диаметра $d_{aod1eaa}$ принимается по рекомендации п.1, при этом на поверхности буртика допускаются следы выхода инструмента для нарезания зубьев шестерни [см.1, рис.5.15,б].

$l_{aod1eaa}$ – длина буртика слева от шестерни, мм:

$$l_{aod1eaa} = \dot{A}_1 + (3 \dots 5), \quad (7.11)$$

где \dot{A}_1 – торцовый зазор между зубьями шестерни и внутренней поверхностью боковой стенки корпуса (см. раздел 7.1.1)

(3...5) мм – конструктивная добавка, значение которой варьируется в зависимости от диаметра $d_{i\grave{a}l\grave{e}\grave{a}\grave{a}}$: для $d_{i\grave{a}l\grave{e}\grave{a}\grave{a}} \leq 25\text{мм} \Rightarrow 3\text{мм}$; для $d_{i\grave{a}l\grave{e}\grave{a}\grave{a}} = 30\text{мм} \Rightarrow 4\text{мм}$; для $d_{i\grave{a}l\grave{e}\grave{a}\grave{a}} \geq 35\text{мм} \Rightarrow 5\text{мм}$.

$d_{i\grave{a}l\grave{r}\grave{o}}$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника правой опоры.

Подшипник выбираем на один типоразмер меньше, но той же серии, что и для подшипника левой опоры. Для выбранного подшипника указываем обозначение по ГОСТ и выписываем следующие данные: $d; \ddot{A}; B; r; \ddot{A}_o; C_r; C_{0r}$.

Между шестерней и подшипником правой опоры располагается буртик диаметром $d_{\grave{a}\ddot{o}\ddot{o}l\grave{r}\grave{o}}$, который служит упором для подшипника и для которого должно выполняться следующее соотношение:

$$d_{f1\grave{c}\grave{a}} > d_{\grave{a}\ddot{o}\ddot{o}l\grave{r}\grave{o}} \geq d_{i\grave{a}l\grave{r}\grave{o}} + 3r, \quad (7.12)$$

где $d_{f1\grave{c}\grave{a}}$ – см. выше;

r – параметр шарикоподшипника правой опоры. На диаметр $d_{\grave{a}\ddot{o}\ddot{o}l\grave{r}\grave{o}}$ распространяются рекомендации примечаний к $d_{\grave{a}\ddot{o}\ddot{o}l\grave{e}\grave{a}\grave{a}}$, только с использованием данных подшипника правой опоры.

$l_{\grave{a}\ddot{o}\ddot{o}l\grave{r}\grave{o}}$ – длина буртика справа от шестерни.

Для упрощения конструкции редуктора принимаем $l_{\grave{a}\ddot{o}\ddot{o}l\grave{r}\grave{o}} = l_{\grave{a}\ddot{o}\ddot{o}l\grave{e}\grave{a}\grave{a}}$.

В зависимости от соотношения диаметров $d_{f1\grave{c}\grave{a}}$ и $d_{i\grave{a}l\grave{e}\grave{a}\grave{a}}$ необходимо принять решение об изготовлении шестерни заодно с валом или отдельно от вала:

а) если $d_{f1\grave{c}\grave{a}} < 1,5 d_{i\grave{a}l\grave{e}\grave{a}\grave{a}}$ или $d_{al\grave{c}\grave{a}} \leq 74\text{мм}$, то шестерня выполняется заодно с валом;

б) если $d_{f1\grave{c}\grave{a}} \geq 1,55 d_{i\grave{a}l\grave{e}\grave{a}\grave{a}}$, то вал изготавливается отдельно от шестерни, при этом диаметр вала под шестерню: $d_o = d_{i\grave{a}l\grave{e}\grave{a}\grave{a}}$.

Посадки, применяемые при установке входного вала:

- посадка внутреннего кольца подшипника на вал – $\text{ø}30k6$ (для $d_{i\grave{a}l} = 30\text{ мм}$);
- посадка наружного кольца подшипника в отверстие корпуса – $\text{ø}62H7$ (для $\ddot{A} = 62\text{ мм}$).

7.3. Конструкция промежуточного вала (индекс 2)

Конструктивно промежуточный вал состоит из консольного участка, на котором крепится зубчатое колесо цилиндрической зубчатой передачи; участков под опорные подшипники, при этом в правой опоре применено два конических роликоподшипника, размещенных в специальном стакане, а в левой опоре – один радиальный однорядный шарикоподшипник; червяка с эвольвентным профилем витков (ZI) и буртиков, служащих упорами для подшипников качения.

Диаметр вала под зубчатое колесо предварительно оцениваем из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях, мм:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot \dot{Q}_2}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (7.13)$$

где T_2 – вращающий момент на валу №2, Н·м(см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1); $[\tau]=18$ МПа – допускаемое касательное напряжение для промежуточного вала.

Значение $d_{\text{в}}$ округляем в большую сторону до величины, кратной 2 или 5, так, чтобы принятое значение было больше рассчитанного не менее, чем на 3 мм.

По диаметру $d_{\text{в}}$ производим выбор призматической шпонки исполнения 1 (с закругленными краями) ГОСТ 23360–78, для которой по таблице 7.5 выписываем следующие параметры, мм: $b; h; t_1; t_2; r$.

Таблица 7.5

| Размеры, мм | | | | | | |
|--------------------------|--------------------------------|---------------|--------------|------------------------|----------|---------------------------------|
| Диаметр вала $d_k(d)$ | Сечение шпонки $b \times h$ | Шпоночный паз | | | | Допускаемая длина шпонки l |
| | | Глубина | | Радиус закругления r | | |
| | | вал t_1 | втулка t_2 | не более | не менее | |
| Св. 22 до 30 | 8×7 | 4,0 | 3,3 | 0,25 | 0,16 | 18...90 |
| » 30 » 38 | 10×8 | 5,0 | 3,3 | 0,4 | 0,25 | 22...110 |
| » 38 » 44 | 12×8 | 5,0 | 3,3 | | | 28...140 |
| » 44 » 50 | 14×9 | 5,5 | 3,8 | | | 36...160 |
| » 50 » 58 | 16×10 | 6,0 | 4,3 | | | 45...180 |
| » 58 » 65 | 18×11 | 7,0 | 4,4 | | | 50...200 |
| » 65 » 75 | 20×12 | 7,5 | 4,9 | 0,6 | 0,4 | 56...220 |
| » 75 » 85 | 22×14 | 9,0 | 5,4 | | | 63...250 |
| » 85 » 95 | 25×14 | 9,0 | 5,4 | | | 70...280 |
| » 95 » 110 | 28×16 | 10,0 | 6,4 | | | 80...320 |

Примечание. Размер l брать из ряда: ...32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160.

Обозначение шпонки, имеющей $b=16$ мм, $h=10$ мм, $l_0(l)=63$ мм:

«Шпонка 16×10×63 ГОСТ 23360–78».

Рабочую длину шпонки рассчитываем из условия прочности ее на смятие,

$$\text{мм: } l_p = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{[\sigma]_{\text{с}} \cdot d_{\text{в}} \cdot (h - t_1)}, \quad (7.14)$$

где T_2 – см.расшифровку формулы (7.13);

$[\sigma]_{\text{с}} = 100$ МПа – допускаемое напряжение смятия;

h и t_1 – параметры шпонки (см. выше).

Находим длину шпонки, мм:

$$l_o = l_p + b. \quad (7.15)$$

Полученное значение округляем в бóльшую сторону до ближайшей стандартной величины (см. «Примечание» к таблице 7.5. Пример обозначения шпонки – там же).

Конструкция зубчатого колеса представлена на конструктивной схеме №2 [подробнее конструкцию зубчатых колес – см. 1, раздел 5.1].

$l_{\text{нòçá}}$ – длина ступицы зубчатого колеса, мм:

$$l_{\text{нòçá}} = b_{2çá} + (\hat{A})_{\text{иò}} + (21 \dots 23), \quad (7.16)$$

где $b_{2çá}$ – ширина зубчатого венца колеса (см. раздел 7.1.1);

$(B)_{\text{иò}}$ – ширина кольца подшипника в правой опоре входного вала (см. раздел 7.2, пояснения к $d_{\text{иò}}$, параметр \hat{A});

(21...23) мм – конструктивная добавка, которая складывается из следующих величин: зазора $\hat{A}_1 = 8$ мм; размера (3...5) мм установки подшипника правой опоры входного вала в отверстии корпуса, равного по величине конструктивной добавке (3...5) мм для подшипника левой опоры (см. пояснения к формуле 7.11); расстояния 10 мм между подшипниками правой опоры входного вала и левой опоры промежуточного вала (см. конструктивную схему №2). При этом для $l_{\text{нòçá}}$ должны быть выдержаны соотношения (7.1), рекомендуемые в разделе 7.1.1: $l_{\text{нòçá}} \geq l_o + 10$ мм и $l_{\text{нòçá}} = (1,5 \dots 2,5) d_{\text{èçá}}$, где l_o – принятое значение длины шпонки (см. пояснения к формуле 7.15), $d_{\text{èçá}}$ – принятое значение диаметра вала под зубчатое колесо (см. пояснения к формуле 7.13).

$d_{\text{нòçá}}$ – диаметр ступицы зубчатого колеса, мм:

$$d_{\text{нòçá}} = (1,5 \dots 1,55) d_{\text{èçá}}, \quad (7.17)$$

при этом бóльшие значения для шпоночного соединения колеса с валом.

Примечание. Величина $d_{\text{нòçá}}$ должна быть кратной 2 или 5 (см. пример в разделе 7.1.2).

Далее на валу расположен участок для установки подшипника левой опоры.

$d_{\text{иòä2}}$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника, мм:

$$d_{\text{иòä2}} = d_{\text{èçá}} + (4 \dots 8). \quad (7.18)$$

Примечание: конструктивную добавку (4...8) мм следует выбрать так, чтобы значение $d_{\text{иòä2}}$ получилось кратным 5.

Значение $d_{\text{иòä2}}$ распространяется как на подшипник левой опоры, так и на подшипник правой опоры вала. В соответствии с конструктивной схемой №2 по диаметру $d_{\text{иòä2}}(d)$ для правой опоры производим выбор конического роликподшипника ГОСТ 27365–87 в количестве 2 шт. серии диаметров 2 (легкой серии) или серии диаметров 3 (средней серии) [см. 1, таблица 24.16, стр.465]. Роликподшипники правой опоры установлены по схеме «враспор» в

специальном стакане (рис. 7.3) и предназначены для восприятия радиальной и осевой нагрузок.

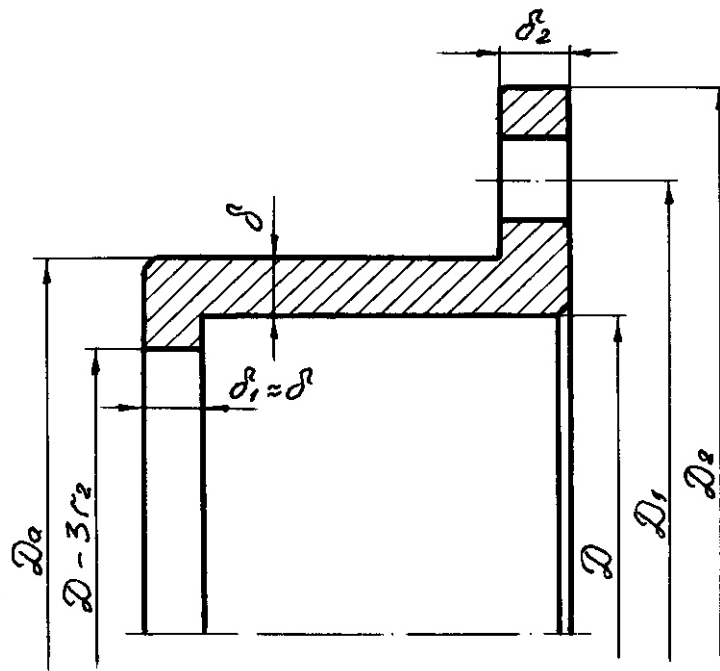


Рис. 7.3 Стакан

Для выбора серии роликоподшипников руководствуемся следующей рекомендацией:

$$C'_r = 1,4 \cdot K_E \left(X \sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2} + O \cdot F_{a1} \right) \cdot \sqrt[k]{92 \cdot 10^{-6} \cdot L_h \cdot n_2} \leq C_r \quad (7.19)$$

где C'_r – динамическая нагрузка на подшипник, Н;

$K_E = 0,56$ – коэффициент эквивалентности для подшипников, работающих при типовых режимах нагружения [см. 1, стр. 116, типовой режим III];

F_{t1} , F_r и F_{a1} – окружная, радиальная и осевая силы на червяке, Н (см. раздел 3.8, глава 3, книга 1);

$k = 10/3$ – показатель степени для роликоподшипников [см. 1, стр. 117];

$L_h = 5256$ ч – заданный ресурс работы привода в часах (см. раздел 2.2.1, глава 2, книга 1);

n_2 – частота вращения промежуточного вала №2, об/мин (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1);

C_r – динамическая грузоподъемность роликоподшипника, Н.

X и O – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, значения которых находим в зависимости от величины отношения $F_a / V \cdot F_{r\delta}$ по сравнению с коэффициентом осевого нагружения \dot{a} . Здесь V – коэффициент вращения кольца (в нашем случае $V = 1$ – вращается внутреннее кольцо); $F_a = F_{a1}$ – осевая нагрузка на червяке; $F_{r\delta} = \sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2}$ – приведенная радиальная нагрузка:

а) если $\frac{F_{a1}}{\sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2}} > e$, то принимаем $X=0,4$, а \dot{O} берем из данных роликоподшипника;

б) если $\frac{F_{a1}}{\sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2}} \leq e$, то принимаем $X=1$ и $\dot{O}=0$.

Примечание. Параметры \dot{a} , \dot{O} и C_r берем для подшипника с углом контакта $\alpha=12...16^\circ$ сначала легкой, а затем средней серии, последовательно добиваясь выполнения соотношения (7.19): $C'_r \leq C_r$.

Для выбранного роликоподшипника выполняем эскиз, указываем обозначение по ГОСТ и выписываем следующие данные: d ; \ddot{A} ; $T_{i \dot{a} \dot{a}}$; B ; C ; r_1 ; r_2 ; C_r ; C_{0r} ; e ; \dot{O} ; \dot{O}_0 .

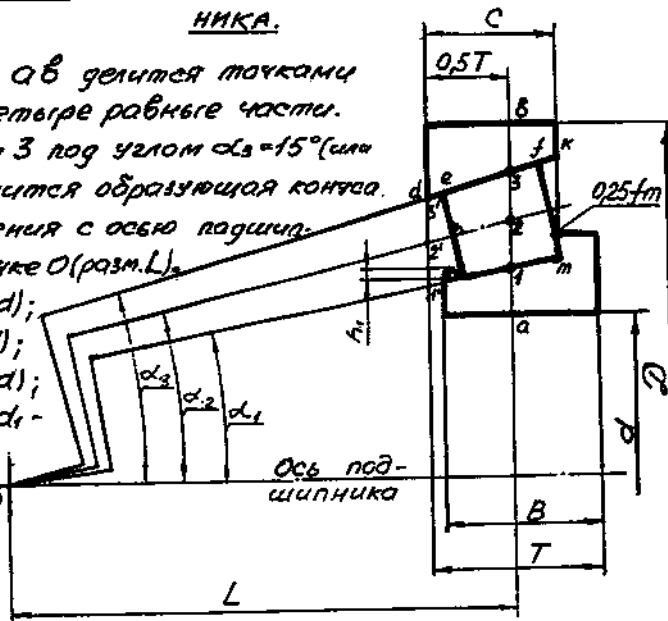
Для обеспечения построения роликоподшипника на чертеже выполняем расчет размеров элементов внутренней конструкции подшипника по методике, изложенной на рис. 7.4: d_3 ; d_2 ; d_1 ; L ; α_3 ; α_2 ; α_1 ; d'_3 ; d'_2 ; d'_1 ; $fk = de$.

ПОСТРОЕНИЕ КОНИЧЕСКОГО РОЛИКОПОДШИПНИКА.

Отрезок ab делится точками 1, 2, 3 на четыре равные части. Из точки 3 под углом $\alpha_3 = 15^\circ$ (или 29°) проводится образующая конуса до пересечения с осью подшипника в точке O (разм. L).

$d_3 = d - 0,25(d - d)$;
 $d_2 = d - 0,5(d - d)$;
 $d_1 = d - 0,75(d - d)$;
 где d_3, d_2 и d_1 - диаметры точек 3, 2 и 1.

$$L = \frac{0,5d_3}{\operatorname{tg} \alpha_3}$$



$$\alpha_3 = 30^\circ; \alpha_2 = \arctg\left(\frac{d_2}{2L}\right); \alpha_1 = \arctg\left(\frac{d_1}{2L}\right).$$

$$d'_3 = d_3 - T \cdot \operatorname{tg} \alpha_3; d'_2 = d_2 - T \cdot \operatorname{tg} \alpha_2; d'_1 = d_1 - T \cdot \operatorname{tg} \alpha_1;$$

$$fk = de = 0,05(d - d); h_r = 0,124fm.$$

Отрезки 3'-3, 2'-2, 1'-1 проводятся до пересечения с торцом по размеру C .

Рис. 7.4

Примечания: 1. Размеры fm и h_r на рис. 7.4 определяем при построении роликоподшипника на чертеже.

2. Пример обозначения подшипника серии диаметров 2 (легкая серия) при $d_{i\dot{a}2}(d)=40$ мм: «Подшипник 7208 А ГОСТ 27365–87».

Рассмотрим следующий участок вала, где расположен червяк с эвольвентным профилем (ZI), выполненный конструктивно заодно с валом: нарезанная часть червяка расположена симметрично относительно оси червячного колеса; между червяком и опорными подшипниками на валу расположены буртики, которые служат для подшипников упорами.

$d_{\dot{a}\delta\delta 2}$ – диаметр буртика справа и слева от червяка, для которого должно выдерживаться следующее соотношение:

$$d_{f1+\delta} > d_{\dot{a}\delta\delta 2} \geq d_{i\dot{a}2} + 3r_1, \quad (7.20)$$

где $d_{f1+\delta}$ – диаметр впадин витков червяка (см. раздел 7.1.2);

r_1 – параметр роликоподшипника (см. выше).

Значение $d_{\dot{a}\delta\delta 2}$ выбираем таким, чтобы оно было ближе к правой части соотношения (7.20) и было кратным 2 или 5.

Примечания: 1. В случае, если $d_{f1+\delta} < d_{i\dot{a}2} + 3r_1$, то длину буртика следует разбить на два участка: участок, граничащий с червяком, выполняем диаметром $d'_{\dot{a}\delta\delta 2}$, обеспечивающим выход инструмента при обработке витков червяка [см. 1, рис. 5.20, б]:

$d'_{\dot{a}\delta\delta 2} = d_{f1+\delta} - 2$ мм; участок, служащий упором для подшипника, выполняем в виде заплечика длиной не менее 10 мм и диаметром $d_{\dot{a}\delta\delta 2} \geq d_{i\dot{a}2} + 3r_1$.

2. Допускается выполнить буртик одним диаметром, удовлетворяющим только правой части соотношения (7.20), но разрешить при этом на поверхности буртика следы выхода инструмента для обработки витков червяка [см.1, рис. 5.20, в].

$l_{\dot{a}\delta\delta 2\delta}$ – расстояние от торца червяка справа до торца внутреннего кольца роликоподшипника (торца буртика), мм:

$$l_{\dot{a}\delta\delta 2\delta} = K_{T2} + (\delta_1)_2 + (T)_2 - (B)_2 - \frac{b_{1+\delta}}{2}, \quad (7.21)$$

где $(T)_2$ и $(B)_2$ – параметры роликоподшипника (см. выше данные подшипника, размеры $T_{i\dot{a}\dot{a}}$ и B);

$b_{1+\delta}$ – длина нарезанной части червяка (см. раздел 7.1.2).

$(\delta_1)_2$ – толщина буртика стакана, в котором установлены два роликоподшипника правой опоры промежуточного вала (рис. 7.3, параметр δ_1).

K_{T2} – расстояние от плоскости симметрии червячной передачи до торца прилива на корпусе редуктора, в отверстие которого запрессован стакан с роликоподшипниками (см. конструктивную схему №2), мм:

$$K_{T2} = \sqrt{\tilde{A}^2 - K_{T1}^2}. \quad (7.22)$$

Здесь \tilde{A} – наименьшее допускаемое расстояние от оси червячного колеса (оси вала №3) до прилива на корпусе под правый подшипниковый узел

промежуточного вала (гипотенуза прямоугольного треугольника с катетами K_{T2} и K_{T1}), мм:

$$\tilde{A} = \frac{d_{ae2+\delta}}{2} + A, \quad (7.23)$$

где $d_{ae2+\delta}$ – диаметр червячного колеса наибольший (см. раздел 7.1.2);
 A – радиальный зазор (там же).

K_{T1} – расстояние от плоскости разъема корпуса редуктора до поверхности прилива по диаметру (см. конструктивную схему №2), мм:

$$K_{T1} = a_{w+\delta} - \frac{(\ddot{A}_2)_{2i\delta}}{2}, \quad (7.24)$$

где $a_{w+\delta}$ – межосевое расстояние червячной передачи (см. раздел 7.1.2);
 $(\ddot{A}_2)_{2i\delta}$ – диаметр прилива, приравниваемый наружному диаметру крышки подшипникового узла [см.3, стр.68...74, параметр \ddot{A}_2].
 Значение параметра \ddot{A}_2 определяем по справочнику в зависимости от величины наружного диаметра подшипника, за который условно принимаем диаметр корпуса стакана \ddot{A}_a . Для определения \ddot{A}_a воспользуемся рис. 7.3 и таблицей 7.6:

$$\ddot{A}_a = \ddot{A} + 2\delta. \quad (7.25)$$

Таблица 7.6

| Наружный диаметр подшипника \ddot{A} , мм | 50...62 | 63...95 | 100...145 |
|---|---------|---------|-----------|
| Толщина стенки стакана δ , мм | 5...7 | 7...9 | 9...11 |

Значение δ из рекомендуемого таблицей 7.6 диапазона выбираем таким, чтобы величина \ddot{A}_a получилась кратной 5.

Например: $\ddot{A}=85$ мм. Значение \ddot{A} входит в диапазон (63...95)мм, для которого рекомендуется $\delta=(7..9)$ мм. Принимаем $\delta = 7,5$ мм, тогда $\ddot{A}_a=85+2 \cdot 7,5=100$ мм. Принимаем \ddot{A}_a за наружный диаметр условного подшипника $\ddot{A}=100$ мм и для него находим параметры \ddot{A}_1 и \ddot{A}_2 : $\ddot{A}_1=120$ мм, $\ddot{A}_2=145$ мм. Таким образом, по конструктивной схеме №2: $(\ddot{A}_1)_{2i\delta} = \ddot{A}_1=120$ мм;
 $(\ddot{A}_2)_{2i\delta} = \ddot{A}_2=145$ мм.

Кроме того, для стакана определяем толщину буртика δ_1 и толщину фланца δ_2 , мм: $\delta_1 \approx \delta$; $\delta_2=1,2\delta$. Округляем значения δ_1 и δ_2 до целых чисел.

По формулам (7.24), (7.23) и (7.22) вычисляем значения K_{T1} , \tilde{A} и K_{T2} . Значение K_{T2} округляем в большую сторону до целого числа, после чего по формуле (7.21) вычисляем длину буртика $l_{\ddot{a}\delta 2i\delta}$.

По конструктивной схеме №2 в левой опоре промежуточного вала установлен радиальный однорядный шарикоподшипник ГОСТ 8338–75 [см.1, таблица 24.10, стр. 459]. Выбор подшипника производим по диаметру $d_{i\ddot{a}2}(d)$

такой же серии, что и для роликоподшипников правой опоры. Для шарикоподшипника проверяем выполнение соотношения:

$$C'_r = 1,4 \cdot K_E \cdot \sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2} \cdot \sqrt[3]{80 \cdot 10^{-6} \cdot L_h \cdot n_2} \leq C_r, \quad (7.26)$$

где C'_r – динамическая нагрузка на подшипник, Н;

для расшифровки параметров K_E , F_{t1} , F_r , L_h и n_2 – см. пояснения к формуле (7.19);

C_r – динамическая грузоподъемность шарикоподшипника, Н.

Для выбранного шарикоподшипника выполняем эскиз, указываем обозначение по ГОСТ и выписываем следующие данные: d ; \dot{A} ; B ; r ; \ddot{A}_o ; C_r ; C_{0r} .

Примечание. Пример обозначения шарикоподшипника серии диаметров 2 (легкая серия) для $d_{11a2}(d) = 40$ мм: «Подшипник 208 ГОСТ 8338–75».

Для определения длины буртика промежуточного вала слева от червяка $l_{\text{аод2еаа}}$ рассмотрим взаимное расположение подшипников в опорах входного и промежуточного валов.

L_{1-2} – расстояние от правого торца подшипника в правой опоре входного вала до одноименного торца подшипника в левой опоре промежуточного вала, мм:

$$L_{1-2} = (B)_{2\text{еаа}} + 10, \quad (7.27)$$

где $(B)_{2\text{еаа}}$ – ширина кольца шарикоподшипника в левой опоре промежуточного вала (см. выше, параметр B);

10 мм – суммарное расстояние между подшипником в правой опоре входного вала и подшипником в левой опоре промежуточного вала (см. конструктивную схему №2).

Далее определяем положение характерных точек внутренней поверхности корпуса редуктора, связанных с подшипниками в опорах обоих валов.

K''_{T2} – расстояние от торца на приливе корпуса, являющегося левой опорой промежуточного вала, до плоскости симметрии червячной передачи, мм:

$$K''_{T2} = K'_{T2} - L_{1-2} + 6, \quad (7.28)$$

где L_{1-2} – см. формулу (7.27),

6 мм – минимальное значение конструктивной добавки, которая вычисляется по формуле: $3+8-5=6$ мм (см. конструктивную схему №2)

K'_{T2} – расстояние от торца на приливе корпуса, являющегося правой опорой входного вала, до плоскости симметрии червячной передачи, мм:

$$K'_{T2} = \sqrt{(\tilde{A}')^2 - (K'_{T1})^2}. \quad (7.29)$$

Здесь \tilde{A}' – расстояние от первой характерной точки корпуса, расположенной на торце прилива по наружному диаметру подшипника правой опоры входного вала, до оси червячного колеса (гипотенуза прямоугольного треугольника с катетами K'_{T2} и K'_{T1}). В первом приближении принимаем $\tilde{A}' = \tilde{A}$ (\tilde{A} – см. формулу 7.23). Значение K'_{T2} округляем в большую сторону до целого числа.

K'_{T1} – расстояние от первой характерной точки до плоскости разъема корпуса редуктора, мм:

$$K'_{T1} = a_{w\div\delta} - a_{w\zeta\acute{a}} - \frac{(\ddot{A})_{I\Gamma\delta}}{2}, \quad (7.30)$$

где $a_{w\div\delta}$ – межосевое расстояние червячной передачи (см. раздел 7.1.2);

$a_{w\zeta\acute{a}}$ – межосевое расстояние зубчатой передачи (см. раздел 7.1.1);

$(\ddot{A})_{I\Gamma\delta}$ – см. раздел 7.2, данные подшипника правой опоры, параметр \ddot{A} .

По формулам (7.30) и (7.29) находим катеты K'_{T1} и K'_{T2} , а затем по формуле (7.28) определяем K''_{T2} . Значение второго катета K''_{T1} находим как расстояние от второй характерной точки на приливе корпуса до плоскости разъема корпуса, мм:

$$K''_{T1} = a_{w\div\delta} - \frac{(\ddot{A}_2)_{2\grave{e}\grave{a}\grave{a}}}{2}, \quad (7.31)$$

где $a_{w\div\delta}$ – см. выше;

$(\ddot{A}_2)_{2\grave{e}\grave{a}\grave{a}}$ – диаметр прилива на корпусе под левую опору промежуточного вала, который условно приравниваем наружному диаметру крышки подшипникового узла и который определяем по наружному диаметру \ddot{A} подшипника этой опоры [см. 3, стр. 66,67, параметр \ddot{A}_2]. Диаметр \ddot{A} см. в данных шарикоподшипника левой опоры.

Далее определяем расстояние от второй характерной точки на корпусе до оси червячного колеса \tilde{A}'' (гипотенуза прямоугольного треугольника с катетами K''_{T2} и K''_{T1}), мм: $\tilde{A}'' = \sqrt{(K''_{T2})^2 + (K''_{T1})^2}$ (7.32)

Ожидаемое соотношение параметров: $\tilde{A}'' > \tilde{A}'$. В этом случае все рассчитанные величины оставляем без изменений. Если же $\tilde{A}'' < \tilde{A}'$, то расчет положения подшипника левой опоры ведем из условия $\tilde{A}'' = \tilde{A}$ (см. формулу 7.23) и уточняем положение подшипника правой опоры входного вала. Значения катетов K''_{T1} (формула 7.31) и K'_{T1} (формула 7.30) оставляем без изменений. Катет K''_{T2} рассчитываем, преобразовав формулу (7.32):

$$K''_{T2} = \sqrt{(\tilde{A}'')^2 - (K''_{T1})^2}. \quad (7.33)$$

K'_{T2} определим, используя формулу (7.28):

$$K'_{T2} = K''_{T2} + L_{1-2} - 6. \quad (7.34)$$

Значения катетов K''_{T2} и K'_{T2} округляем в большую сторону до целых чисел.

Например. Дано: $d_{ae2\div\delta} = 215$ мм, $A = 10$ мм, $a_{w\div\delta} = 125$ мм,

$a_{w\zeta\acute{a}} = 80$ мм, $(\ddot{A})_{I\Gamma\delta} = 52$ мм, $(B)_{2\grave{e}\grave{a}\grave{a}} = 18$ мм,

$L_{1-2} = 18 + 10 = 28$ мм, $(\ddot{A})_{2\grave{e}\grave{a}\grave{a}} = 80$ мм, $(\ddot{A}_2)_{2\grave{e}\grave{a}\grave{a}} = 120$ мм.

Вычисления: $\tilde{A} = \frac{215}{2} + 10 = 117,5$ (7.23). В первом приближении

принимая $\tilde{A}' = \tilde{A} = 117,5$ мм.

$K'_{T1} = 125 - 80 - \frac{52}{2} = 19$ мм (7.30);

$$K'_{T2} = \sqrt{117,5^2 - 19^2} = 116 \text{ мм (7.29);}$$

$$K''_{T2} = 116 - 28 + 6 = 94 \text{ (7.28); } K''_{T1} = 125 - \frac{120}{2} = 65 \text{ (7.31);}$$

$$\tilde{A}'' = \sqrt{94^2 + 65^2} = 114,28 \text{ (7.32); } \tilde{A}'' < \tilde{A}' = \tilde{A}, \text{ что не допустимо.}$$

$$\text{Принимаем } \tilde{A}'' = \tilde{A} = 117,5 \text{ мм. } K''_{T2} = \sqrt{117,5^2 - 65^2} = 97,88 \text{ (7.33).}$$

$$\text{Принимаем } K''_{T2} = 98 \text{ мм. } K'_{T2} = 98 + 28 - 6 = 120 \text{ мм (7.34);}$$

$$\tilde{A}' = \sqrt{120^2 + 19^2} = 121,5 \text{ мм} > \tilde{A}'' = 117,5 \text{ мм.}$$

Длину буртика $l_{\text{áòò2èää}}$ определяем как расстояние от торца червяка слева до торца внутреннего кольца шарикоподшипника (торца буртика), мм:

$$l_{\text{áòò2èää}} = K''_{T2} + 5 - \frac{b_{1+\delta}}{2}, \quad (7.35)$$

где K''_{T2} – расстояние от второй характерной точки на приливе корпуса до плоскости симметрии червячной передачи, при этом в расчет принимается округленное значение, вычисленное по формуле (7.28), если $\tilde{A}'' > \tilde{A}'$, или по формуле (7.33), если $\tilde{A}'' < \tilde{A}'$;

$b_{1+\delta}$ – длина нарезанной части червяка (см. раздел 7.1.2);

5 мм – конструктивный размер, определяющий положение подшипника левой опоры относительно прилива на корпусе.

Поскольку по конструктивной схеме №2 правая опора промежуточного вала является фиксирующей в осевом направлении, то для обеспечения этого конструктивного решения на правом конце вала нарезана резьба, диаметр которой выбирается из условия, что $d_{\text{óâç}} \leq d_{\text{îîá2}}$, при этом диаметр резьбы должен быть ближайшим или может быть равен номинальному значению $d_{\text{îîá2}}$.

Например: 1. $d_{\text{îîá2}} = 35$ мм, принимаем $d_{\text{óâç}} = \text{M}33 \times 1,5$.

2. $d_{\text{îîá2}} = 45$ мм, принимаем $d_{\text{óâç}} = \text{M}45 \times 1,5$.

На резьбу наворачивается круглая шлицевая гайка ГОСТ 11871–88 [см.1, таблица 24.22, стр. 470], которая поджимает внутренние кольца роликоподшипников к буртику диаметром $d_{\text{áòò2}}$, обеспечивая неподвижность подшипников относительно вала, после чего гайка стопорится шайбой ГОСТ 11872–89 [см.1, таблица 24.23, стр. 471]. На валу для обеспечения стопорения гайки шайбой выполняется паз под язычок стопорной шайбы [см. 1, таблица 24.24 стр.471,472].

Для выбранной резьбы выполняем эскиз гайки, шайбы и паза на валу, выписываем их параметры и указываем обозначение гайки и шайбы по ГОСТ:

- параметры гайки – $d; \ddot{A}; \ddot{A}_1; H; b; h; c;$
- параметры шайбы – $d; d_1; \ddot{A}; \ddot{A}_1; l; b; h; s;$
- параметры паза на валу – $d; a_1; a_2; a_3; a_4; d_1.$
- пример обозначения гайки и шайбы для $d_{\text{óâç}} = \text{M}33 \times 1,5$:

«Гайка М33 × 1,5–7Н.05.05 ГОСТ 11871–88»;

«Шайба Н.33.01.05 ГОСТ 11872–89».

Для обеспечения надежного завинчивания гайки по диаметру $d_{\text{дв}}$ в конце резьбового участка выполняется проточка резьбы (см. рис.7.1, б), для которой в зависимости от шага резьбы из таблицы 7.3 выписываем следующие параметры, мм: $f; R; R_1; d_f; z$.

Неподвижность роликоподшипников правой опоры относительно корпуса редуктора обеспечивает крышка подшипникового узла (поз.2 на конструктивной схеме №2), которая своим выступом через распорную втулку поджимает наружные кольца подшипников к буртику стакана $(\delta_1)_2$ (см. также рис. 7.3, параметр δ_1). Длину распорной втулки определяем по формуле, мм:

$$l_{\text{дв}} = H + s - (T)_2 + (B)_2, \quad (7.36)$$

где H – высота шлицевой гайки (см. выше);

s – толщина стопорной шайбы (см. выше);

$(T)_2$ и $(B)_2$ – параметры роликоподшипника (см. данные выбранного подшипника правой опоры, размеры $T_{\text{и дв}}$ и B).

Посадки, применяемые при установке промежуточного вала:

- посадки внутренних и наружных колец подшипников на ответные детали аналогичны указанным в разделе 7.2;
- посадка стакана в отверстие корпуса – $\text{Ø}90 \frac{H7}{j6}$ (при $A_a = 90$ мм);
- посадка зубчатого колеса на вал – $\text{Ø}30 \frac{H7}{n6}$ (при $d_{\text{дв}} = 30$ мм);
- посадка шпонки в паз вала – $8 \frac{N9}{h9}$ (при $b = 8$ мм);
- посадка шпонки в паз ступицы зубчатого колеса – $8 \frac{J_s9}{h9}$.

7.4 Конструкция выходного вала (индекс 3)

Конструктивно выходной вал состоит из следующих участков: законцовки, на которой крепится ведущая звездочка цепной передачи; участка под сальниковое войлочное кольцо (сальник); участков под опорные подшипники качения; участка под червячное колесо и буртика для упора колеса.

Диаметр законцовки вала предварительно оцениваем из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях, мм:

$$d_{\text{дв}3} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot T_3}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (7.37)$$

где T_3 – вращающий момент на валу №3, Н·м (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1);

$[\tau] = 30$ МПа – допускаемое касательное напряжение для выходного вала.

Полученное значение $d_{\text{éíí3}}$ округляем в бóльшую сторону до величины, кратной 5. Форма законцовки вала может быть как цилиндрической (основной вариант), так и конусной (вариант Г на конструктивной схеме №2): законцовка должна быть цилиндрической формы, если значение $d_{\text{éíí3}}$ входит в число величин, указанных в таблице 7.4; законцовку рекомендуется принять конусной, если значение $d_{\text{éíí3}}$ входит в число величин, указанных в таблице 7.2.

Для законцовки цилиндрической формы выполняем эскиз в соответствии с рис. 7.2 и из таблицы 7.4 выписываем следующие параметры, мм: $d_{\text{éíí3}}, l, r, c, b \times h$.

Для конусной законцовки выполняем эскиз в соответствии с рис. 7.1,а и из таблицы 7.2 выписываем следующие данные, мм: $d_{\text{éíí3}}; d_3; l; l_1; b \times h, t$. Проточка резьбы конусной законцовки выполняется в соответствии с рис. 7.1,б; из таблицы 7.3 для не выписываются параметры, мм: $f, R; R_1; d_f; z$.

Рассмотрим следующий после законцовки участок вала, с которым контактируем уплотнительное кольцо (сальник) [см. 3, стр. 94].

$d_{\text{ñäë}}$ – диаметр вала под сальник, мм:

$d_{\text{ñäë}} = d_{\text{éíí3}} + 5$ – для законцовки цилиндрической формы;

$d_{\text{ñäë}} = d_{\text{éíí3}}$ – для конусной законцовки.

Следующий участок вала предназначен для установки подшипника качения.

$d_{\text{ííä3}}$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника, мм:

$d_{\text{ííä3}} = d_{\text{ñäë}}$.

По диаметру $d_{\text{ííä3}}$ (d) производим выбор конического роликоподшипника ГОСТ 27365–87 [см. 1, таблица 24.16, стр. 465] легкой или средней серии (серии диаметров 2 или серии диаметров 3). При выборе серии подшипника руководствуемся следующей рекомендацией:

$$C'_r = 1,4 \cdot K_E \cdot (X \cdot \sqrt{F_{t2}^2 + F_r^2} + \acute{O} \cdot F_{a2}) \cdot \sqrt[3]{92 \cdot 10^{-6} \cdot L_h \cdot n_3} \leq C_r, \quad (7.38)$$

где C'_r – динамическая нагрузка на подшипник, Н;

$K_E = 0,56$; $k = 10/3$; $L_h = 5256$ – см. расшифровку параметров формулы (7.19);

F_{t2}, F_r и F_{a2} – окружная, радиальная и осевая силы на червячном колесе, Н (см. раздел 3.8, глава 3, книга 1);

n_3 – частота вращения выходного вала №3, об/мин (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1);

C_r – динамическая грузоподъемность роликоподшипника легкой или средней серии, Н.

X и \acute{O} – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, значения которых находим в зависимости от величины отношения $\frac{F_a}{V \cdot F_{r\delta}}$ по сравнению с коэффициентом осевого нагружения e . Здесь $V = 1$ (вращается внутреннее

кольцо); $F_a = F_{a2}$ – осевая нагрузка на червячном колесе; $F_{r\dot{\delta}} = \sqrt{F_{t2}^2 + F_r^2}$ – приведенная радиальная нагрузка:

а) если $\frac{F_{a2}}{\sqrt{F_{t2}^2 + F_r^2}} > e$, то принимаем $X=0,4$, а \dot{O} берем из данных роликоподшипника;

б) если $\frac{F_{a2}}{\sqrt{F_{t2}^2 + F_r^2}} \leq e$, то принимаем $X=1$ и $\dot{O}=0$.

Примечание. Параметры e, \dot{O} и C_r берем для подшипника с углом контакта $\alpha=12...16^\circ$ сначала легкой, потом средней серии, последовательно добиваясь выполнения соотношения (7.38): $C'_r \leq C_r$.

Для выбранного роликоподшипника указываем обозначение по ГОСТ и выписываем следующие данные: $d; \ddot{A}; T_{i\dot{\delta}\dot{\delta}}; B; C; r_1; r_2; C_r; C_{0r}; e; \dot{O}; \dot{O}_0$.

Для обеспечения построения роликоподшипника на чертеже выполняем расчет размеров элементов внутренней конструкции подшипника по методике рис. 7.4: $d_3; d_2; d_1; L; \alpha_3; \alpha_2; \alpha_1; d'_3; d'_2; d'_1; fk = de$. Размеры fm и h_1 определяем при построении на чертеже.

Далее по конструктивной схеме №2 внутреннее кольцо роликоподшипника через мазеудерживающее кольцо и распорную втулку поджимает ступицу червячного колеса к буртику диаметром $d_{\dot{\delta}\dot{\delta}\dot{\delta}}$.

$d_{\dot{\delta}\dot{\delta}\dot{\delta}}$ – диаметр вала под червячное колесо, мм:

$$d_{\dot{\delta}\dot{\delta}\dot{\delta}} = d_{i\dot{\delta}\dot{\delta}} + (5...15), \quad (7.39)$$

при этом конструктивная добавка (5...15)мм варьируется в зависимости от значения $d_{i\dot{\delta}\dot{\delta}}$:

- (5...7)мм для $d_{i\dot{\delta}\dot{\delta}} \leq 60$ мм;
- (8...12)мм для $d_{i\dot{\delta}\dot{\delta}} = 65...85$ мм;
- (13...15)мм для $d_{i\dot{\delta}\dot{\delta}} \geq 90$ мм.

Примечание. Желательно, чтобы значение $d_{\dot{\delta}\dot{\delta}\dot{\delta}}$ получилось кратным 2 или 5.

Для диаметра $d_{\dot{\delta}\dot{\delta}\dot{\delta}}$ по таблице 7.5 производим выбор призматической шпонки исполнения 1 (с закругленными краями) ГОСТ 23360–78 и выписываем для нее следующие параметры: $b; h; t_1; t_2; r$.

Рабочую длину шпонки рассчитываем из условия прочности на смятие, мм:

$$l_p = \frac{2T_3 \cdot 10^3}{[\sigma]_{\dot{\delta}\dot{\delta}} \cdot d_{\dot{\delta}\dot{\delta}\dot{\delta}} (h - t_1)}, \quad (7.40)$$

где T_3 – см. расшифровку формулы (7.37);

$[\sigma]_{\dot{\delta}\dot{\delta}} = 100$ МПа – допускаемое напряжение смятия;

h и t_1 – параметры шпонки (см. выше).

По формуле (7.15) находим длину шпонки: $l_{\sigma} = l_p + b$. Полученное значение округляем в бóльшую сторону до ближайшей стандартной величины (см. «Примечание» к таблице 7.5. Пример обозначения шпонки – там же).

Конструктивно червячное колесо, представленное на конструктивной схеме №2, состоит из стального или чугунного центра и зубчатого венца, выполненного в зависимости от скорости скольжения из оловянной или безоловянной бронзы [подробнее конструкцию червячных колес – см.1, раздел 5.6].

$l_{\dot{n}\dot{o}:\dot{\delta}}$ – длина ступицы червячного колеса, мм:

$$l_{\dot{n}\dot{o}:\dot{\delta}} = l_{\sigma}(l) + 10,$$

где $l_{\sigma}(l)$ – принятое (стандартное) значение длины шпонки, при этом для $l_{\dot{n}\dot{o}:\dot{\delta}}$ должны быть выдержаны соотношения (7.3), рекомендуемые в разделе 7.1.2: $l_{\dot{n}\dot{o}:\dot{\delta}} > b_{2:\dot{\delta}}$ è $l_{\dot{n}\dot{o}:\dot{\delta}} = (0,8 \dots 1,5) d_{\dot{\epsilon}:\dot{\delta}}$.

Примечание. В случае, если $l_{\dot{n}\dot{o}:\dot{\delta}} > 1,5 d_{\dot{\epsilon}:\dot{\delta}}$, необходимо увеличить диаметр $d_{\dot{\epsilon}:\dot{\delta}}$ на (5...10)мм, заново выбрать шпонку (параметры b, h, t_1, t_2), определить ее длину и длину ступицы (формула 7.41), добиваясь выполнения условия $l_{\dot{n}\dot{o}:\dot{\delta}} \leq 1,5 d_{\dot{\epsilon}:\dot{\delta}}$.

Диаметр ступицы червячного колеса $d_{\dot{n}\dot{o}:\dot{\delta}}$ назначаем в зависимости от материала ступицы: $d_{\dot{n}\dot{o}:\dot{\delta}} = (1,5 \dots 1,55) d_{\dot{\epsilon}:\dot{\delta}}$ – для стальных центров; $d_{\dot{n}\dot{o}:\dot{\delta}} = (1,55 \dots 1,6) d_{\dot{\epsilon}:\dot{\delta}}$ – для цельных колес из серого чугуна, при этом бóльшие значения для шпоночного соединения колеса с валом.

Примечание. Величину $d_{\dot{n}\dot{o}:\dot{\delta}}$ рекомендуется принять кратной 2 или 5 (см. пример в разделе 7.1.2). Остальные конструктивные элементы червячных колес принимаем по рис. 5.17 [см.1, стр.77].

Диаметр буртика $d_{\dot{a}\dot{o}\dot{\delta}\dot{3}}$, предназначенного для упора червячного колеса, назначаем, исходя из следующей рекомендации, мм:

$$d_{\dot{a}\dot{o}\dot{\delta}\dot{3}} = d_{\dot{\epsilon}:\dot{\delta}} + (8 \dots 13), \quad (7.42)$$

где $d_{\dot{\epsilon}:\dot{\delta}}$ – см. выше;

минимальные значения конструктивной добавки – для $d_{\dot{\epsilon}:\dot{\delta}} \leq 65$ мм, средние для $d_{\dot{\epsilon}:\dot{\delta}} = (70 \dots 90)$ мм, максимальные – для $d_{\dot{\epsilon}:\dot{\delta}} \geq 95$ мм.

Для определения длины буртика $l_{\dot{a}\dot{o}\dot{\delta}\dot{3}}$ находим расстояние между боковыми внутренними стенками корпуса редуктора $B_{\dot{a}\dot{i}}$, мм:

$$B_{\dot{a}\dot{i}} = (\dot{A}_2)_{2\dot{i}\dot{\delta}} \text{ или } B_{\dot{a}\dot{i}} = d_{\dot{a}2\dot{c}\dot{a}} + 2\dot{A}, \quad (7.43)$$

где $(\dot{A}_2)_{2\dot{i}\dot{\delta}}$ – наружный диаметр крышки подшипникового узла промежуточного вала (см. раздел 7.3, расшифровка формула 7.24);

$d_{\dot{a}2\dot{c}\dot{a}}$ – диаметр вершин зубьев зубчатого колеса (см. раздел 7.1.1);

\dot{A} – радиальный зазор между вращающимися колесами редуктора и внутренними поверхностями стенок корпуса (см. раздел 7.1.2)

Из двух значений $B_{\dot{a}\dot{i}}$ выбираем наибольшее и принимаем как окончательное.

Рассчитываем длину буртика $l_{\dot{a}\dot{o}\dot{\delta}\dot{3}}$, мм:

$$l_{\text{áòóó}} = \frac{B_{\text{ái}} - l_{\text{ñò÷ò}}}{2}. \quad (7.44)$$

С противоположной стороны ступицы червячного колеса установлена распорная втулка, у которой: $l_{\text{áòó}} = l_{\text{áòóó}}$, $d_{\text{áòó}} = d_{\text{áòóó}}$, а внутренний диаметр равен $d_{\text{ííáó}}$.

Посадки, применяемые при установке выходного вала, аналогичны указанным в разделе 7.3

7.5 Крышки подшипниковых узлов

Крышка торцовая с отверстием для манжетного уплотнения (см. рис. 7.5) предназначена для герметизации законцовки входного вала (крышка поз. 1 на конструктивной схеме №2). Крышка подбирается по наружному диаметру подшипника $(\dot{A})_{1\text{éää}}$ левой опоры входного вала (см. раздел 7.2). Для нее из справочника [см. 3, стр. 68...74] выписываем следующие данные с учетом диаметра $d_{1\text{ái}}$, мм: $\dot{A}; \dot{A}_1; \dot{A}_2; \dot{A}_3; D_5; D_6; d(d_4); H; h; l; B; b_1; c; n$.

Крышка торцовая глухая, тип 2 (см. рис. 7.6) предназначена для герметизации подшипников правой опоры промежуточного вала (крышка поз. 2 на конструктивной схеме №2). Крышка подбирается по наружному диаметру $(\dot{A})_2$ промежуточного вала (см. раздел 7.3). Для нее из справочника [см. 3, стр. 66, 67] выписываем следующие данные, мм: $\dot{A}; \dot{A}_3; d(d_4); H_1; l_1; h; c; n$. Диаметры \dot{A}_1 и \dot{A}_2 крышки используем из конструкции стакана (см. рис. 7.3), который стыкуется с крышкой и который предназначен для установки двух роликоподшипников правого подшипникового узла промежуточного вала (см. раздел 7.3, пример расчета диаметров \dot{A}_1 и \dot{A}_2 на базе диаметра \dot{A}_a , рассчитанного по формуле 7.25).

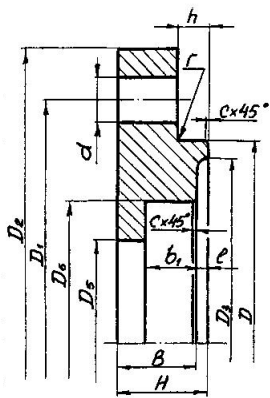


Рис. 7.5

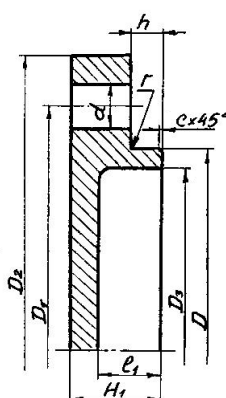


Рис.7.6

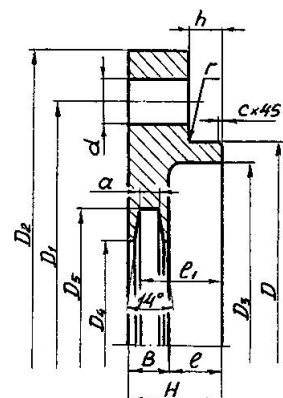


Рис.7.7

Примечания: 1. Количество болтов крепления всех разновидностей крышек к корпусу: $n=4$ при $\dot{A}=(40...75)$ мм;
 $n=6$ при $\dot{A}=(80...225)$ мм.

2. Для всех крышек диаметр отверстия d для болта d_4 крепления крышки к корпусу задается на 1 мм больше диаметра болта. Таким образом, $d_4 = d - 1$. Например: если $d = 11$ мм, то диаметр резьбы болта d_4 будет М 10, т.е $d(d_4) = 11(M10)$.

Крышка торцовая с канавкой для уплотнительного кольца (сальника) (см. рис. 7.7), предназначенная для герметизации законцовки выходного вала (крышка поз. 4 на конструктивной схеме №2), и крышка торцовая глухая, тип 2 (крышка поз.5 на конструктивной схеме №2) подбираются по наружному диаметру подшипника (\ddot{A})₃ выходного вала (см.раздел 7.4). Для крышки поз.4 из справочника [см.3, стр.75...86] выписываем следующие данные с учетом $d_{\text{нае}}$, мм: $\ddot{A}; \ddot{A}_1; \ddot{A}_2; \ddot{A}_3; \ddot{A}_4; \ddot{A}_5; d(d_4); H; h; l; l_1; B; a; c; n$; для крышки поз. 5 выписываем параметры, мм: $\ddot{A}; \ddot{A}_1; \ddot{A}_2; \ddot{A}_3; d(d_4); H; l; h; c; n$.

7.6. Конструктивные элементы корпуса редуктора

Корпус предназначен для размещения в нем деталей редуктора, для обеспечения смазки передач и подшипников, для предохранения деталей от загрязнения, а также для восприятия усилий, возникающих при работе передач. Корпус должен быть достаточно прочным и жестким, чтобы предотвратить перекося осей валов под действием внутренних и внешних сил.

Все корпуса состоят из стенок, бобышек и фланцев, объединенных в единое целое и для повышения жесткости усиленных ребрами. Рассмотрим корпус редуктора, выполненный литьем из чугуна марки СЧ15 ГОСТ 1412–85[см. 6, рис. 13.17].

Толщину стенки редуктора, отвечающую требованиям технологии литья, необходимой прочности и жесткости корпуса, вычисляем по формуле, мм:

$$\delta = 1,3\sqrt[4]{\dot{O}_3} \quad [\text{см. 1, стр. 189}], \quad (7.45)$$

где \dot{O}_3 – вращающий момент на выходном (тихоходном) валу №3, Н·м(см. раздел 7.4, формула 7.37).

Полученное значение округляем в бóльшую сторону до целого числа, при этом проверяем выполнение соотношения, мм:

$$6 \leq \delta \leq 0,04a_{w:\delta} + 2, \quad (7.46)$$

где $a_{w:\delta}$ – межосевое расстояние червячной передачи (см. раздел 7.1.2).

Толщина стенки крышки корпуса должна быть, мм:

$$\delta_1 = 0,9\delta \geq 6. \quad (7.47)$$

Примечания: 1. В случае, если δ и $\delta_1 < 6$ мм, то принимаем

$$\delta = 6 \text{ мм и } \delta_1 = 6 \text{ мм.}$$

2. Для толщин $\delta \leq 10$ мм допускается принимать $\delta_1 = \delta$.

Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса, мм: $b = 1,5\delta$.

Толщина нижнего пояса (фланца) крышки редуктора, мм: $b_1 = 1,5\delta_1$.

Толщина нижнего пояса (основания) корпуса при наличии бобышек под фундаментные болты: $P_1 = 1,5\delta$; $P_2 = 2,5\delta$.

Толщина ребер корпуса и крышки редуктора, мм: $m = \delta; m_1 = \delta_1$.

Расстояние между дном корпуса и поверхностью червяка – $b_0 \geq 20$ мм.

Диаметр фундаментных болтов, мм:

$$d_1 = (0,03...0,036)a_{w:\delta} + 12, \quad (7.48)$$

где $a_{w:\delta}$ – см. выше.

Рассчитанный диапазон диаметров болта сравниваем с ближайшим стандартным значением из ряда: М6, М8, М10, М12, М16, М20...

Например, $d_1 = 16,8...17,76$; принимаем $d_1 = 16$.

Диаметр отверстия в основании корпуса должен быть на 2 мм больше диаметра фундаментного болта для обеспечения бесподгоночной установки редуктора на ответную раму. Количество фундаментальных болтов должно быть: $n_0 = 4$ при $a_{w:\delta} \leq 250$ мм.

Диаметры стяжных болтов:

- у подшипников – $d_2 = (0,7...0,75)d_1$; (7.49)

- в соединении фланцев корпуса и крышки редуктора – $d_3 = (0,5...0,6)d_1$ (7.50)

где d_1 – принятое значение диаметра фундаментного болта.

Рассчитанные диаметры d_2 и d_3 округляем до ближайших значений из стандартного ряда (см. выше).

Положение болтов d_2 и d_3 крепления крышки редуктора к корпусу и фундаментных болтов d_1 относительно наружной поверхности корпуса (параметры $C_2; C_3$ и C_1 на рис. 13.17 [6]), а также рекомендуемые размеры фланцев в месте расположения этих болтов (параметры $K_2; K_3$ и K_1) в зависимости от диаметров болтов – см. в таблице 7.7.

Таблица 7.7

| Размеры в мм | | | | | | | |
|--------------|-------|------|------|------|------|-----|------|
| Параметры | Болты | | | | | | |
| | М6 | М8 | М10 | М12 | М16 | М20 | М24 |
| K_i | 22 | 24 | 28 | 33 | 39 | 48 | 54 |
| C_i | 12 | 13 | 16 | 18 | 21 | 25 | 34 |
| $\dot{A}(e)$ | 10,9 | 14,2 | 17,6 | 19,9 | 26,2 | 33 | 39,6 |
| $h(k)$ | 4 | 5,5 | 7 | 8 | 10 | 13 | 15 |
| S | 10 | 13 | 16 | 18 | 24 | 30 | 36 |

Примечания: 1. Параметры $K_i (K_1; K_2; K_3)$ и $C_i (C_1; C_2; C_3)$ – см.

на рис. 13.17 [6].

2. Параметры головки болта по ГОСТ 7798–70:

$\dot{A}(e)$ – диаметр головки болта; $h(k)$ – высота головки;

S – размер под ключ.

Далее определяем высоту прилива на корпусе и крышке редуктора для гнезда подшипника в опоре выходного вала, мм:

$$l_{\gamma\delta} = Y_i + (T)_3 + (h)_3 \geq K_2 + \delta \quad (7.51)$$

где $Y_i = (10 \dots 15)$ мм – толщина мазеудерживающего кольца;

$(T)_3$ – параметр роликподшипника (см. раздел 7.4, данные выбранного роликподшипника, размер $T_{i\ddot{a}\ddot{e}\ddot{a}}$);

$(h)_3$ – высота выступа крышки подшипникового узла выходного вала (см. раздел 7.5, крышка поз.4, параметр h);

K_2 – рекомендуемое расстояние от поверхности прилива до поверхности корпуса в зоне установки болта d_2 (см. таблицу 7.7);

δ – толщина стенки корпуса (см. выше).

Для обеспечения соотношения (7.51) рекомендуется варьировать параметром Y_i .

Кроме того, для установки болта d_2 необходимо определить высоту бобышки h_a (см. рис. 7.8), которая рассчитывается конструктивно так, чтобы на поверхности бобышки образовалась опорная площадка под головку болта или гайку, мм:

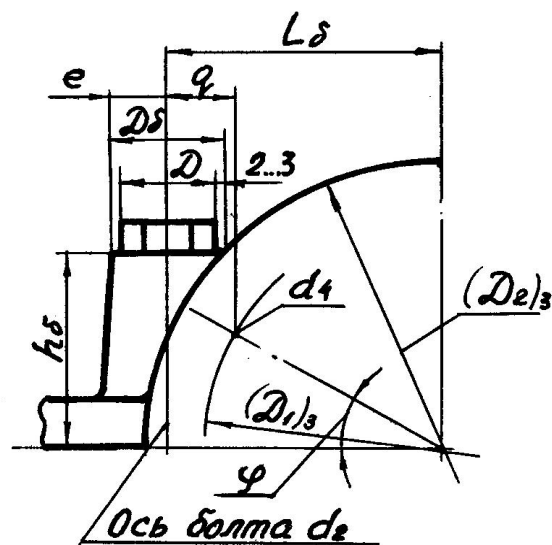


Рис. 7.8

$$h_a = \sqrt{\left[\frac{(\ddot{A}_2)_3}{2}\right]^2 - \left(L_a - \frac{\ddot{A}_a}{2}\right)^2}, \quad (7.52)$$

где $(\ddot{A}_2)_3$ – наружный диаметр крышки подшипникового узла на выходном валу (см. раздел 7.5, параметр D_2 для поз. 4 или 5).

L_a – расстояние от оси крышки подшипникового узла до оси болта d_2 , мм:

$$L_a = \frac{(\ddot{A}_1)_3}{2} \cos \varphi + q, \quad (7.53)$$

где $(\ddot{A}_1)_3$ – диаметр осей болтов d_4 крепления крышки подшипникового узла к корпусу на выходном валу (см. раздел 7.5, параметр \ddot{A}_1 для поз. 4 или 5);

φ – угол, определяющий положение болта d_4 относительно координатной оси, град:

$\varphi = \frac{180}{n}$, где n число болтов d_4 (см. раздел 7.5, параметр n для поз. 4 или 5).

Размеры, определяющие положение болтов d_2 (см. рис. 7.8), мм:

- $q \geq 0,5d_2 + d_4,$ (7.54)

где d_4 – диаметр болта крепления крышки подшипникового узла на выходном валу (см. раздел 7.5, крышка поз. 4 или 5);

- $e \approx (1 \dots 1,2) d_2$ или $e = \frac{\ddot{A}_a}{2} = \frac{\ddot{A}}{2} + (2 \dots 3)$ мм. (7.55)

Диаметр \ddot{A} головки болта d_2 – см. в таблице 7.7.

Диаметр площадки $\ddot{A}_a = \ddot{A} + (4 \dots 6)$ мм. По формуле (7.53) рассчитываем расстояние L_a с точностью до второго знака, а затем по формуле (7.52) определяем высоту бобышки h_a . Полученное значение округляем в большую сторону до целого числа.

На корпусе и крышке редуктора для размещения подшипниковых узлов выполняются приливы, диаметры которых определяются следующим образом, мм:

- входной вал – $\ddot{A}_{1\delta 1} = (\ddot{A}_2)_1$, где $(\ddot{A}_2)_1$ – см. раздел 7.5, параметр \ddot{A}_2 для поз. 1;
- промежуточный вал – $\ddot{A}_{1\delta 2} = (\ddot{A}_2)_{2\delta}$, где $(\ddot{A}_2)_{2\delta}$ – см. раздел 7.3, определение параметра K_{T1} по формуле (7.24);
- выходной вал – $\ddot{A}_{1\delta 3} = (\ddot{A}_2)_3$ – см. раздел 7.5, параметр \ddot{A}_2 для поз. 4 или 5.

Радиусы сопряжений переходных поверхностей корпуса и крышки редуктора – см. учебное пособие [1, рис. 17.9]. Рекомендуется принимать: $r = A_1$ для внутренних поверхностей и $R = r + \delta$ для наружных поверхностей, где δ – толщина стенки корпуса (см. выше).

ГЛАВА 8. Определение сил, нагружающих подшипники

ВХОДНОГО ВАЛА

8.1. Условия работы входного вала

Подшипники качения для опор входного вала выписываем из раздела 7.2

Частота вращения входного вала $n_1 = \dots$ об/мин (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1).

Требуемый ресурс при вероятности безотказной работы 90% $L_h = 5256$ ч (см. раздел 2.2.1, глава 2, книга 1).

Вал выполнен из стали 40Х ГОСТ 4543–71 совместно с шестерней и подвергается термообработке улучшение до твердости 269...302 НВ.

Механическая обработка зубьев шестерни и переходных поверхностей между зубьями – шлифование чистовое до $R_a = 0,8 \dots 1,6$ мкм.

Примечание. В случае, если шестерня изготавливается отдельно от вала [см. раздел 7.2, вариант б.], то материал и термообработка для вала и шестерни такие же, как в основном варианте.

Диаметры шестерни: длительный $d_{1\dot{c}a} = \dots$ мм, диаметр впадин зубьев $d_{f1\dot{c}a} = \dots$ мм (см. раздел 7.1.1).

Силы в зубчатом зацеплении при передаче максимального (из длительно действующих) момента $T_1 = \dots$ Н·м (см. раздел 7.2, расшифровка формулы 7.8):

окружная сила... $F_t = \dots$ Н;

радиальная сила... $F_r = \dots$ Н;

осевая сила..... $F_a = \dots$ Н (силы – см. раздел 2.12, глава 2, книга 1; осевая сила только для косозубой передачи).

Типовой режим нагружения – III (средний нормальный, см. раздел 2.2.1, глава 2, книга 1), возможны кратковременные перегрузки до 150% номинальной нагрузки. Условия эксплуатации подшипников – обычные. Ожидаемая рабочая температура $t_{\dot{a}a} < 100^\circ\text{C}$. На законцовке входного вала установлена муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) ГОСТ 21424–93 (см. раздел 7.2, выбор муфты по таблице 7.1). Из таблицы 7.1 по величине диаметра $d_{\dot{e}i1}$ выписываем номинальный крутящий момент, передаваемый муфтой, $\dot{Q}_1 = \dots$ Н·м и допускаемое радиальное смещение осей валов электродвигателя и редуктора $\Delta = \dots$ мм.

Схема привода в изометрической проекции представлена на рис. 8.1.

Схема привода

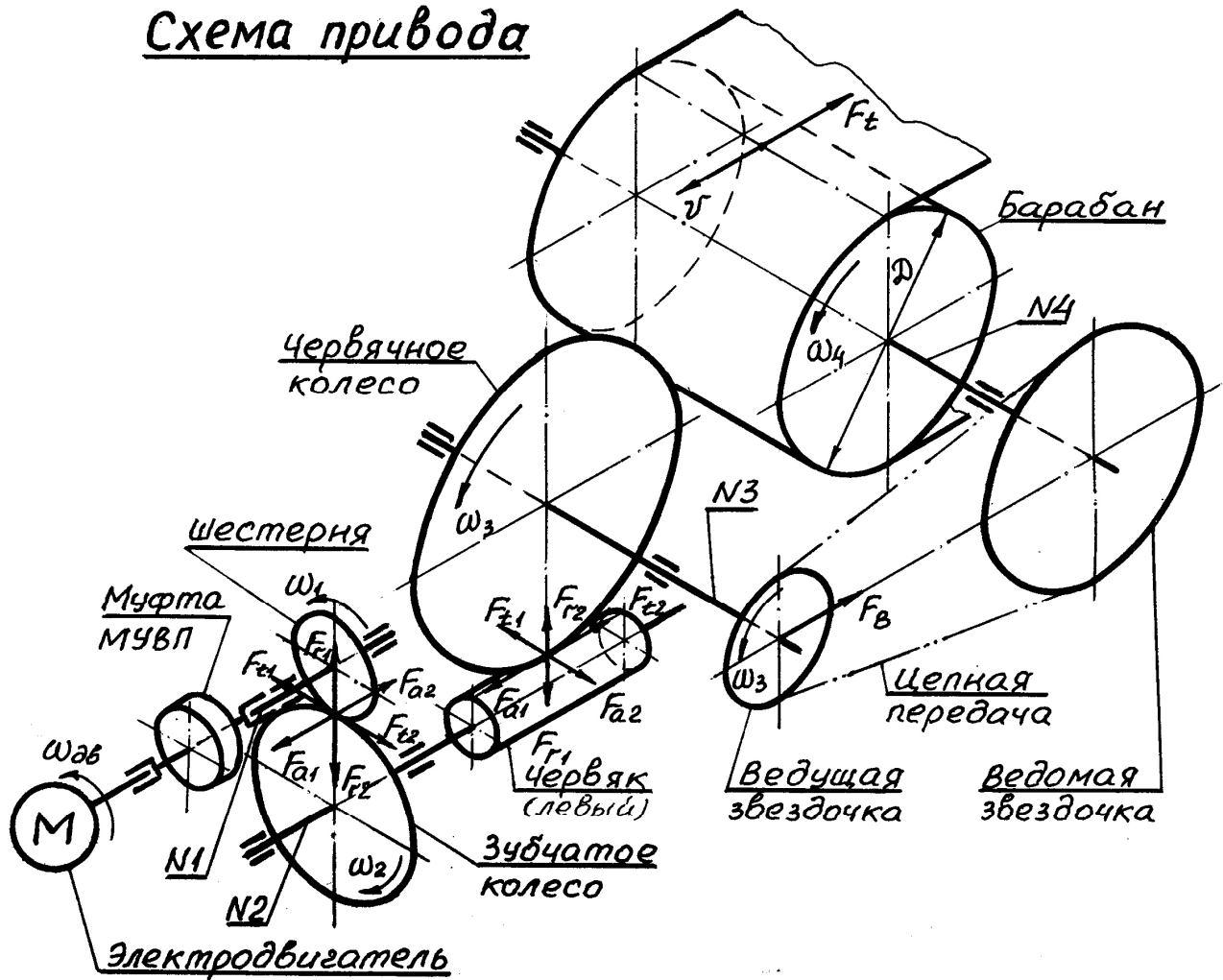


Рис. 8.1

8.2. Радиальные реакции опор от сил в зацеплении

На основании схемы привода (рис. 8.1) выполняем расчетную схему входного вала от сил в зацеплении (рис. 8.2, а) и от силы на консольной законцовке (рис. 8.2, б).

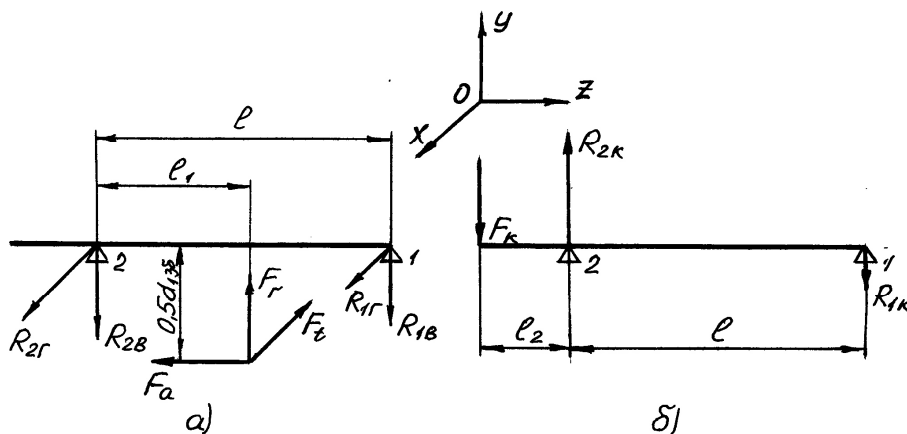


Рис. 8.2

Точка приложения сил в зубчатом зацеплении расположена посередине зубчатого венца шестерни $b_{1\zeta a}$ на расстоянии $0,5d_{1\zeta a}$ от оси вала, где $d_{1\zeta a}$ – делительный диаметр шестерни ($b_{1\zeta a}$ и $d_{1\zeta a}$ – см. раздел 7.1.1).

Используя конструктивную схему №2, определяем плечи сил для расчетной схемы входного вала:

а) для косозубой зубчатой передачи в опорах 1 и 2 применены радиально-упорные шарикоподшипники, которые установлены по схеме «враспор»:

- для левой опоры 2 (ближайшей к законцовке вала) принимаем, что вектор опорной реакции расположен со смещением \dot{a}_2 от наружного торца подшипника в сторону точки приложения сил в зацеплении;
- для правой опоры вала 1 вектор опорной реакции смещен от торца подшипника на величину \dot{a}_1 в сторону точки приложения сил в зацеплении.

Размеры плеч реакций опор (см. рис. 8.2, а), мм:

$$l_1 = \frac{b_{1\zeta a}}{2} + A_1 + (3...5) + (B)_{1\epsilon\dot{a}\dot{a}} - a_2, \quad (8.1)$$

где $b_{1\zeta a}$ – ширина зубчатого венца шестерни (см. раздел 7.1.1);

$A_1 = 8$ мм – торцовый зазор (там же);

$(B)_{1\epsilon\dot{a}\dot{a}}$ – ширина кольца шарикоподшипника левой опоры (см. данные выбранного подшипника, параметр B);

$(3...5)$ мм – размер положения подшипника левой опоры относительно корпуса редуктора, величина которого варьируется в зависимости от диаметра $d_{1\dot{a}1\epsilon\dot{a}\dot{a}}$ (см. пояснения к формуле 7.11)

Смещение опорной реакции \dot{a}_2 определяем по формуле, мм:

$$a_2 = 0,5\{(B)_{1\epsilon\dot{a}\dot{a}} + 0,5[d_{1\dot{a}1\epsilon\dot{a}\dot{a}} + (\dot{A})_{1\epsilon\dot{a}\dot{a}}] \operatorname{tg} \alpha\}. \quad (8.2)$$

Здесь $(B)_{1\epsilon\dot{a}\dot{a}}$, $d_{1\dot{a}1\epsilon\dot{a}\dot{a}}$ и $(\dot{A})_{1\epsilon\dot{a}\dot{a}}$ – параметры подшипника B, d и \dot{A} левой опоры; α – угол контакта радиально-упорного шарикоподшипника (все параметры – см. в данных выбранного подшипника левой опоры в разделе 7.2).

Примечания: 1. В случае применения подшипников типа 46200 или 46300 угол контакта $\alpha = 26^\circ$; для подшипников типа 36200 $\alpha = 12^\circ$.

2. Значение a_2 округляем в меньшую сторону до целого числа или величины, кратной 0,5 мм.

Например: а) $a_2 = 0,5[16 + 0,5(30 + 62)\operatorname{tg} 26^\circ] = 19,22$; принимаем $a_2 = 19$ мм;

б) $a_2 = 0,5[22 + 0,5(60 + 110)\operatorname{tg} 26^\circ] = 31,73$; принимаем $a_2 = 31,5$ мм.

Расстояние между опорами 1 и 2, мм:

$$l = l_1 + \frac{b_{1\zeta a}}{2} + A_1 + (3...5) + (B)_{1\dot{\delta}} - a_1, \quad (8.3)$$

где $b_{1\zeta a}$, A_1 – см. выше;

(3...5) мм – размер положения подшипника правой опоры относительно корпуса редуктора: принимается равным величине размера положения подшипника левой опоры, принятым в формуле (8.1);

$(B)_{\text{лр}\delta}$ – ширина кольца подшипника (параметр B – см. в данных выбранного подшипника правой опоры в разделе 7.2).

Смещение опорной реакции a_1 определяем по формуле, мм:

$$a_1 = 0,5\{(B)_{\text{лр}\delta} + 0,5[d_{\text{лр}\delta} + (\ddot{A})_{\text{лр}\delta}]\text{tg}\alpha\} \quad (8.4)$$

Здесь $(B)_{\text{лр}\delta}$, $d_{\text{лр}\delta}$ и $(\ddot{A})_{\text{лр}\delta}$ – параметры подшипника B , d и \ddot{A} правой опоры; α – угол контакта (все параметры – см. в данных выбранного подшипника правой опоры в разделе 7.2). Значение a_1 округляем по правилам п.2 примечаний к формуле (8.2);

б) для прямозубой зубчатой передачи в опорах 1 и 2 устанавливаются радиальные однорядные шарикоподшипники, для которых принимаем, что опорные реакции проходят по оси симметрии шарикоподшипников. В этом случае плечо l_1 , мм:

$$l_1 = \frac{b_{\text{лр}\delta}}{2} + A_1 + (3...5) + \frac{(B)_{\text{лр}\delta}}{2}, \quad (8.5)$$

где все параметры – см. выше расшифровку формулы (8.1)

Расстояние между опорами 1 и 2, мм:

$$l = l_1 + \frac{b_{\text{лр}\delta}}{2} + A_1 + (3...5) + \frac{(B)_{\text{лр}\delta}}{2}, \quad (8.6)$$

где $(B)_{\text{лр}\delta}$ – см. расшифровку формулы (8.3).

Для определения реакций опор от сил в зацеплении (см. рис. 8.2,*a*) рассмотрим равновесие сил и моментов отдельно в вертикальной (YOZ) и горизонтальной (XOZ) плоскостях.

В плоскости YOZ:

$$\sum M_1 = 0; \quad F_r(l-l_1) + F_a \cdot 0,5d_{\text{лр}\delta} - R_{2\hat{A}} \cdot l = 0; \quad R_{2\hat{A}} = \frac{F_r(l-l_1) + F_a \cdot 0,5d_{\text{лр}\delta}}{l}; \quad (8.7)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad R_{1\hat{A}} \cdot l + F_a \cdot 0,5d_{\text{лр}\delta} - F_r \cdot l_1 = 0; \quad R_{1\hat{A}} = \frac{F_r \cdot l_1 - F_a \cdot 0,5d_{\text{лр}\delta}}{l}. \quad (8.8)$$

$$\text{Проверка: } \sum Y = -R_{1\hat{A}} + F_r - R_{2\hat{A}} = 0. \quad (8.9)$$

В плоскости XOZ:

$$\sum \dot{I}_1 = 0; \quad -R_{2\hat{A}} \cdot l + F_t \cdot (l-l_1) = 0; \quad R_{2\hat{A}} = F_t \frac{l-l_1}{l}; \quad (8.10)$$

$$\sum \dot{I}_2 = 0; \quad R_{1\hat{A}} \cdot l - F_t \cdot l_1 = 0; \quad R_{1\hat{A}} = F_t \frac{l_1}{l}. \quad (8.11)$$

$$\text{Проверка: } \sum X = R_{1\hat{A}} - F_t + R_{2\hat{A}} = 0. \quad (8.12)$$

Суммарные реакции опор от сил в зацеплении:

$$R_1 = \sqrt{R_{1\hat{A}}^2 + R_{1\check{A}}^2}; \quad R_2 = \sqrt{R_{2\hat{A}}^2 + R_{2\check{A}}^2}. \quad (8.13)$$

8.3. Радиальные реакции опор от действия силы на консольной законцовке вала (см. рис. 8.2, б)

Плечо радиальной консольной силы (силы от муфты МУВП) рассчитываем как расстояние от опоры 2 до конца законцовки вала, где расположен стык полумуфт соединительной муфты, мм:

а) для косозубой зубчатой передачи

$$l_2 = a_2 + (H)_1 + (8...12) + (l)_1, \quad (8.14)$$

где a_2 – смещение опорной реакции в опоре 2 (см. формулу 8.2);

$(H)_1$ – высота крышки подшипникового узла на входном валу (см. раздел 7.5, параметр H для поз.1);

$(8...12)$ мм – рекомендуемое расстояние от начала консольной законцовки до наружной поверхности крышки;

$(l)_1$ – полная длина законцовки входного вала (см. параметр l на рис. 7.1,а или 7.2)

Примечание. Конструктивную добавку $(8...12)$ мм следует выбрать так, чтобы значение l_2 получилось целым числом.

б) для прямозубой зубчатой передачи

$$l_2 = \frac{(B)_{\text{л}}}{2} + (H)_1 + (8...12) + (l)_1, \quad (8.15)$$

где $(B)_{\text{л}}$ – ширина кольца шарикоподшипника левой опоры (см.расшифровку формулы 8.2, параметр B);

остальное – см. расшифровку формулы (8.14)

Величина радиальной консольной силы F_K от действия муфты, Н:

$$F_K = C_\delta \cdot \Delta; \quad C_\delta = 610 \sqrt[3]{\overline{Q}_1}, \quad (8.16)$$

где C_δ – радиальная жесткость упругой муфты при радиальном смещении валов, Н/мм [см. 1, формула (7.2) и таблица 7.1];

\overline{Q}_1 и Δ – номинальный крутящий момент, передаваемый муфтой, и допускаемое радиальное смещение осей валов (см. раздел 8.1).

Реакции опор от консольной силы F_K , Н:

$$\dot{I}_1 = 0; \quad F_K(l+l_2) - R_{2K} \cdot l = 0; \quad R_{2K} = F_K \frac{l+l_2}{l}; \quad (8.17)$$

$$\dot{I}_2 = 0; \quad F_K \cdot l_2 - R_{1K} \cdot l = 0; \quad R_{1K} = F_K \frac{l_2}{l}. \quad (8.18)$$

$$\text{Проверка: } -F_K + R_{2K} - R_{1K} = 0. \quad (8.19)$$

Примечание. При выполнении равенств (8.9), (8.12) и (8.19) реакции найдены правильно.

8.4. Реакции опор для расчета подшипников

Так как направление вектора консольной силы F_K от действия муфты предусмотреть невозможно, то в дальнейших расчетах направления векторов

реакций опор от консольной силы условно принимаем совпадающими с направлениями векторов реакций от сил в зацеплении.

Таким образом, максимальные значения реакций в опорах определяем как арифметическую сумму реакций от сил в зацеплении и реакций от консольной силы, Н:

$$\left. \begin{aligned} F_{r1\max} &= R_1 + R_{1K}; \\ F_{r2\max} &= R_2 + R_{2K}; \\ F_{A\max} &= F_a - \hat{a} \hat{i} \hat{a} \hat{o} \hat{i} \hat{y} \hat{i} \hat{n} \hat{a} \hat{a} \hat{y} \hat{n} \hat{e} \hat{e} \hat{a}, \hat{a} \hat{a} \hat{e} \hat{n} \hat{o} \hat{a} \hat{o} \hat{r} \hat{u} \hat{a} \hat{y} \hat{i} \hat{a} \hat{a} \hat{e} \\ &(F_a - \hat{n} \hat{i} \hat{.} \hat{d} \hat{a} \hat{c} \hat{a} \hat{a} \hat{e} 8.1). \end{aligned} \right\} \quad (8.20)$$

Для подшипников, работающих при типовых режимах нагружения, расчеты удобно вести с помощью коэффициента эквивалентности K_E . При этом по известным максимальным длительно действующим силам находим эквивалентные нагрузки, Н:

$$F_{r1} = K_E \cdot F_{r1\max}; \quad F_{r2} = K_E \cdot F_{r2\max}; \quad F_A = K_E \cdot F_{A\max} \quad (8.21)$$

где $K_E = 0,56$ – коэффициент эквивалентности для типового режима III [см. 1, стр. 116].

В соответствии с разработанной конструктивной схемой редуктора (см. конструктивную схему №2) подшипник опоры 2 на один типоразмер больше подшипника опоры 1. Это решение принято в связи с тем, что осевая сила F_a косозубой зубчатой передачи направлена в сторону опоры 2. В результате подшипник опоры 2 кроме радиальной нагрузки воспринимает еще и осевую нагрузку, т.е. $F_{A1} = 0, F_{A2} = F_A$.

Для прямозубой зубчатой передачи осевая нагрузка на подшипники отсутствует, поэтому $F_{A1} = 0$ и $F_{A2} = 0$.

Определяем эквивалентную динамическую радиальную нагрузку на подшипники опор 2 и 1 по общей зависимости в виде, Н:

$$P_r = (V \cdot X \cdot F_r + Y F_A) \cdot K_A \cdot K_T, \quad (8.22)$$

где V – коэффициент вращения кольца подшипника: $V = 1$ при вращении внутреннего кольца;

K_A – коэффициент динамичности нагрузки [см. 1, таблица 7.6]. Для принятых в разделе 8.1 условий работы принимаем $K_A = 1,4$;

K_T – температурный коэффициент: $K_T = 1$ при $t_{\text{дв}} < 100^\circ\text{C}$ (см. раздел 8.1).

X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок. Для определения X и Y рассматриваем отношение $\frac{F_A}{V \cdot F_r}$ по сравнению с коэффициентом осевого нагружения e :

а) если $\frac{F_A}{V \cdot F_r} > e$ (здесь $e = 0,68$ для радиально-упорных шарикоподшипников

с углом контакта $\alpha = 26^\circ$), то принимаем $X = 0,41$ и $Y = 0,87$ [см. 1, таблица 7.2];

б) если $\frac{F_A}{V \cdot F_r} \leq e$, то принимаем $X=1$ и $Y=0$. [см. 1, примечание к таблице 7.2].

Примечание. Для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha=12^\circ$ коэффициент осевого нагружения e определяется по формуле: $e=0,41(f_0 \cdot F_a / C_{0r})^{0,17}$, где f_0 – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника. f_0 находят по таблице 7.3 [1] в зависимости от отношения $\dot{A}_o \cdot \cos 12 / \ddot{A}_{н0}$, где \dot{A}_o – диаметр шарика, $\ddot{A}_{н0} = (d + \dot{A}) / 2$ – средний диаметр подшипника (d, \dot{A} и \ddot{A}_o – см. данные шарикоподшипника в разделе 7.2 для левой опоры); C_{0r} – статическая радиальная грузоподъемность подшипника (там же); F_a – осевая сила в зубчатом зацеплении (см. раздел 8.1). Коэффициенты X и Y в этом случае определяются следующим образом:

а) если $F_a / V \cdot F_r > e$, то $X=0,45$, а $Y=0,55/e$;

б) если $F_a / V \cdot F_r \leq e$, то $X=1$ и $Y=0$.

Здесь $F_a = F_{Amax}$; $F_r = F_{r2max}$ (см. формулы 8.20).

Подшипник опоры 2

Определяем коэффициенты X и Y в зависимости от величины отношения $\frac{F_{A2}}{V \cdot F_{r2}}$ по сравнению с коэффициентом e . Учитывая $V=1$, $K_A=1,4$ и $K_T=1$, формула (8.22) примет вид:

$$P_{r2} = (X \cdot F_{r2} + Y \cdot F_{A2}) \cdot 1,4. \quad (8.23)$$

Подшипник опоры 1

Для него коэффициенты $X=1$ и $Y=0$, так как осевая нагрузка $F_{A1}=0$. Учитывая $V=1$, $K_A=1,4$ и $K_T=1$, формула (8.22) примет вид:

$$P_{r1} = F_{r1} \cdot 1,4. \quad (8.24)$$

Полученные значения P_{r2} и P_{r1} округляем в большую сторону до целых чисел.

8.5. Расчетный скорректированный ресурс

Скорректированный по уровню надежности и условиям применения расчетный ресурс (долговечность) подшипников опор 2 и 1 определяем по общей зависимости в виде, ч:

$$L_{10ah} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60n} \geq L_h, \quad (8.25)$$

где a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надежности: $a_1 = 1$ при вероятности безотказной работы 90% [см. 1, табл. 7.7];

a_{23} – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств подшипника [см. 1, раздел 7.2, стр 117, п.7]: $a_{23} = 0,6...0,7$ – для конических роликоподшипников (рекомендуется принять $a_{23} = 0,65$); $a_{23} = 0,7...0,8$ – для шарикоподшипников (рекомендуется принять $a_{23} = 0,75$);

k – показатель степени [см. 1 стр. 117, п. 7]: $k = 10/3$ – для роликоподшипников, $k = 3$ – для шарикоподшипников;

$L_n = 5256$ ч – заданный ресурс работы привода (см. раздел 8.1);

n – частота вращения входного вала №1 (там же, параметр n_1), об/мин;

\tilde{N}_r – базовая динамическая грузоподъемность радиально-упорного шарикоподшипника ГОСТ 831–75 для косозубой зубчатой передачи или радиального однорядного шарикоподшипника ГОСТ 8338–75 для прямозубой зубчатой передачи (C_{r2} – для подшипника опоры 2, C_{r1} – для подшипника опоры 1), Н;

P_r – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка на подшипник

(P_{r2} – для шарикоподшипника опоры 2, P_{r1} – для шарикоподшипника опоры 1), Н;

Расчетный скорректированный ресурс подшипников рассчитываем отдельно для каждой опоры. Тогда формула (8.25) примет вид:

$$\bullet \text{ опора 2 } \dots\dots L_{10ah2} = 1 \cdot 0,75 \left(\frac{C_{r2}}{P_{r2}} \right)^3 \frac{10^6}{60n_1} \geq 5256; \quad (8.26)$$

$$\bullet \text{ опора 1 } \dots\dots L_{10ah1} = 1 \cdot 0,75 \left(\frac{C_{r1}}{P_{r1}} \right)^3 \frac{10^6}{60n_1} \geq 5256. \quad (8.27)$$

Здесь \tilde{N}_{r2} – см. в разделе 7.2 параметр C_r для выбранного подшипника левой опоры – выбор по $d_{i\ddot{a}l\ddot{e}a\ddot{a}}$; \tilde{N}_{r1} – там же параметр C_r для выбранного подшипника правой опоры – выбор по $d_{i\ddot{a}l\ddot{i}\ddot{o}}$; P_{r1} и P_{r2} – см. раздел 8.4 формулы (8.23) и (8.24).

8.6. Проверка выполнения условия $P_{r \max} \leq 0,5C_r$

С этой целью для подшипников обеих опор определяется эквивалентная динамическая радиальная нагрузка при наибольших значениях заданных сил переменного режима нагружения по общей зависимости в виде, Н:

$$P_{r \max} = (V \cdot X \cdot F_{r \max} + Y \cdot F_{A \max}) \cdot K_B \cdot K_T. \quad (8.28)$$

Используя из раздела 8.4 коэффициенты X и Y , а также учитывая, что $V = 1$, $K_B = 1,4$ и $K_T = 1$, для опор 2 и 1 получим:

$$\bullet \text{ опора 2 } \dots P_{r2 \max} = (X \cdot F_{r2 \max} + Y \cdot F_{A \max}) \cdot 1,4 \leq 0,5C_{r2}; \quad (8.29)$$

- опора 1... $P_{r1max} = F_{r1max} \cdot 1,4 \leq 0,5C_{r1}$. (8.30)

Здесь C_{r2} и C_{r1} – см. раздел 8.5; F_{r2max} , F_{r1max} и F_{Amax} – см. раздел 8.4, формулы (8.20).

При выполнении для обеих опор условий $L_{10ah} \geq L_h$ и $P_{rmax} \leq 0,5C_r$ предварительно выбранные подшипники считаются пригодными.

ГЛАВА 9. Определение сил, нагружающих подшипники выходного вала

9.1. Условия работы выходного вала

Подшипники качения для опор выходного вала выписываем из раздела 7.4.

Частота вращения выходного вала $n_3 = \dots$ об/мин (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1).

Требуемый ресурс, режим нагружения, условия эксплуатации подшипников и ожидаемая рабочая температура аналогичны входному валу.

Силы в червячной передаче при максимальном (из длительно действующих) моменте $T_3 = \dots$ Н·м (см. раздел 7.4, расшифровка формулы 7.37):

$$F_{t2} = \dots \text{Н};$$

$$F_r = \dots \text{Н};$$

$$F_{a2} = \dots \text{Н} \text{ (силы – см. раздел 7.4, расшифровка формулы 7.38).}$$

Вращающий момент от червячного колеса передается выходному валу с помощью шпоночного соединения. Диаметр вала под червячное колесо: $d_{\text{в}} = \dots$ мм (см. раздел 7.4). Материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543–71, термообработка – улучшение, твердость 269...302 НВ.

На законцовке выходного вала установлена ведущая звездочка цепной передачи, нагрузка от которой $F_k = F_{\text{А}} = \dots$ Н (см. раздел 5.7, глава 5, книга 1). Вектор нагрузки $F_{\text{В}}$ расположен в горизонтальной плоскости и совпадает по направлению с вектором нагрузки F_{t2} .

9.2. Радиальные реакции опор от сил в червячной передаче

На основании схемы привода (рис. 8.1) выполняем расчетную схему выходного вала от сил на червячном колесе (рис. 9.1, а) и от силы на консольной законцовке (рис. 9.1, б).

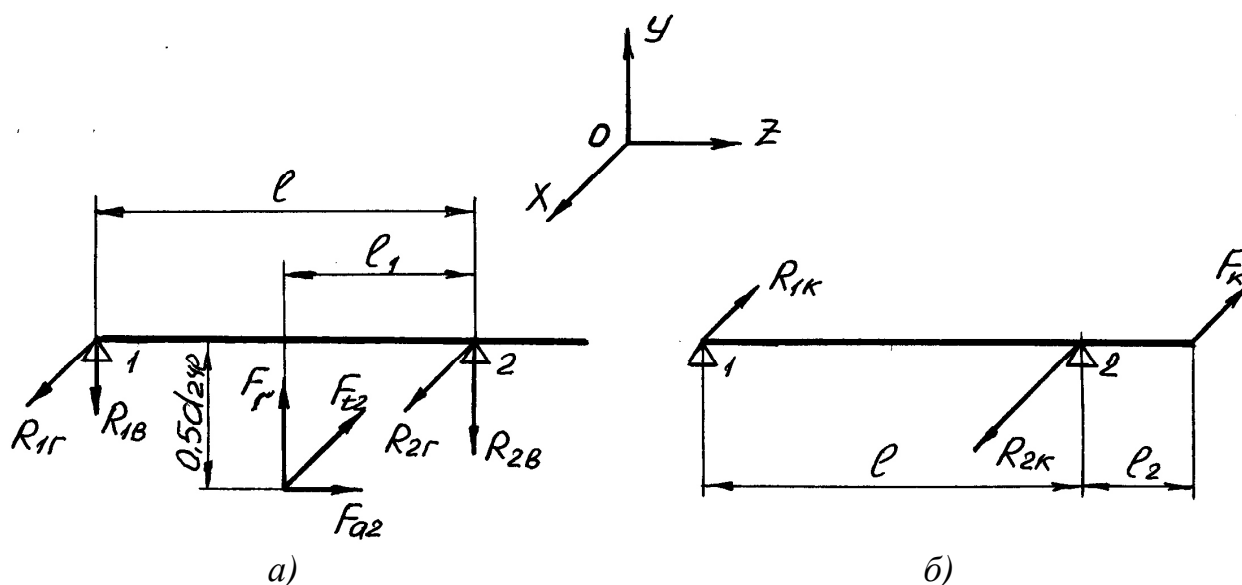


Рис. 9.1

Используя конструктивную схему №2, определяем плечи сил для расчетной схемы выходного вала:

- точка приложения сил в червячной передаче расположена на длительном диаметре червячного колеса $d_{2+\delta}$ (см. раздел 7.1.2) посередине ширины зубчатого венца колеса;
- для восприятия радиальной и осевой нагрузок червячной передачи в опорах 1 и 2 применены конические роликоподшипники, установленные по схеме «враспор», для которых точки приложения опорных реакций смещены от наружных торцов подшипников на величину a внутрь схемы. В этом случае плечо l_1 , мм:

$$l_1 = \frac{B_{\text{ai}}}{2} + Y_i + (T)_3 - a, \quad (9.1)$$

где B_{ai} – расстояние между боковыми внутренними поверхностями стенок корпуса редуктора (см. раздел 7.4, рекомендация 7.43)

Y_i – принятое значение толщины мазеудерживающего кольца (см. раздел 7.6, расшифровка формулы 7.51);

$(T)_3$ – параметр роликоподшипника (там же).

a – смещение точки приложения опорной реакции относительно торца роликоподшипника [см. 1, рис. 7.1], мм:

$$a = 0,5[T_{i\text{äëä}} + (d + \ddot{A})\frac{e}{3}], \quad (9.2)$$

где $d, \ddot{A}, T_{i\text{äëä}}$ и e – параметры роликоподшипника (см. раздел 7.4).

Примечание. Значение a округляем в меньшую сторону до целого числа или величины, кратной 0,5.

Например: а) $a = 0,5[24 + (60 + 110)\frac{0,4}{3}] = 23, (3)$; принимаем

$a = 23$ мм;

б) $a = 0,5[28,5 + (80 + 140)\frac{0,42}{3}] = 29,65$, принимаем $a = 29,5$ мм.

По формуле (9.1) рассчитываем плечо l_1 , а затем определяем расстояние между опорами 1 и 2, мм:

$$l = 2l_1 - \text{для симметричной схемы.} \quad (9.3)$$

Для определения реакций опор от сил в червячной передаче (см. рис. 9.1, а) рассмотрим равновесие сил и моментов отдельно в вертикальной (YOZ) и горизонтальной (XOZ) плоскостях.

В плоскости YOZ:

$$\sum M_1 = 0; \quad -F_r(l - l_1) - F_{a2} \cdot 0,5d_{2+\delta} + R_{2\hat{A}} \cdot l = 0;$$

$$R_{2B} = \frac{F_r(l - l_1) + F_{a2} \cdot 0,5d_{2+\delta}}{l}; \quad (9.4)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad -R_{1B} \cdot l - F_{a2} \cdot 0,5d_{2+\delta} + F_r \cdot l_1 = 0;$$

$$R_{1B} = \frac{F_r \cdot l_1 - F_{a2} \cdot 0,5d_{2+\delta}}{l}. \quad (9.5)$$

Примечание. Если значение R_{1B} получилось с отрицательным знаком, то это означает, что действительное направление вектора R_{1B} противоположно предварительно заданному.

$$\text{Проверка: } \sum Y = -R_{1B} + F_r - R_{2B}. \quad (9.6)$$

В плоскости XOZ:

$$\sum M_1 = 0; \quad R_{2\bar{A}} \cdot l - F_{t2}(l - l_1) = 0; \quad R_{2\bar{A}} = F_{t2} \frac{l - l_1}{l}; \quad (9.7)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad -R_{1\bar{A}} - F_{t2} + R_{2\bar{A}} = 0; \quad R_{2\bar{A}} = F_{t2} \frac{l_1}{l}. \quad (9.8)$$

$$\text{Проверка: } \sum X = R_{1\bar{A}} - F_{t2} + R_{2\bar{A}} = 0. \quad (9.9)$$

9.3. Радиальные реакции опор от действия силы на консольной законцовке вала

Конструктивно ведущая звездочка цепной передачи, установленная на законцовке выходного вала, состоит из ступицы и зубчатого венца. Обычно диаметр и длину ступицы выполняют по соотношениям для зубчатых колес [см. 1, глава 19]. В нашем случае принимаем: $l_{\text{подош}} = (l)_3$ и $d_{\text{подош}} = 1,55d_{\text{в}} i_3$, где $(l)_3$ – длина законцовки выходного вала и $d_{\text{в}} i_3$ – диаметр законцовки (см. раздел 7.4). Принимаем также, что зубчатый венец звездочки располагается посередине длины ступицы. Таким образом, плечо радиальной консольной силы (силы, передаваемой цепной передачей на валы) рассчитываем как расстояние от опоры 2 до середины консольной законцовки, мм:

$$l_2 = a + (H)_3 + (8...12) + \frac{(l)_3}{2}, \quad (9.10)$$

где a – см. формулу (9.2);

$(H)_3$ – высота крышки подшипникового узла на выходном валу (см. раздел 7.5, поз. 4, параметр H);

$(8...12)$ мм – рекомендуемое расстояние от начала законцовки до поверхности крышки;

$(l)_3$ – полная длина законцовки выходного вала (см. параметр l на рис. 7.1,а или 7.2).

Примечание. Величину рекомендуемого расстояния из диапазона $(8...12)$ мм следует выбрать так, чтобы значение l_2 получилось целым числом.

Величину радиальной консольной силы F_K – см. в разделе 9.1. Реакции опор от консольной силы F_K определяем в соответствии с рис. 9.1,б, Н:

$$\sum M_1 = 0; \quad R_{2K} \cdot l - F_K(l + l_2) = 0; \quad R_{2K} = F_K \cdot \frac{l + l_2}{l}; \quad (9.11)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad R_{2K} \cdot l - F_K \cdot l_2 = 0; \quad R_{1K} = F_K \cdot \frac{l_2}{l}. \quad (9.12)$$

$$\text{Проверка: } -F_K + R_{2K} - R_{1K} = 0. \quad (9.13)$$

Примечание. При выполнении равенств (9.6), (9.9) и (9.13) реакции найдены правильно.

9.4. Реакции опор для расчета подшипников

В соответствии со схемой привода (рис. 8.1) нагрузка F_B цепной передачи, приложенная к законцовке выходного вала, расположена в горизонтальной плоскости и совпадает по направлению с окружной силой F_{t2} на червячном колесе. Тогда максимальные реакции опор рассчитываем следующим образом, Н:

$$\left. \begin{aligned} F_{r1\max} &= \sqrt{R_{1B}^2 + (R_{1\bar{A}} - R_{1\hat{E}})^2}; \\ F_{r2\max} &= \sqrt{R_{2B}^2 + (R_{2\bar{A}} + R_{2\hat{E}})^2}; \\ F_{A\max} &= F_{a2}, \end{aligned} \right\} \quad (9.14)$$

где F_{a2} – осевая сила на червячном колесе (см. раздел 9.1).

Для подшипников, работающих при типовых режимах нагружения, находим эквивалентные нагрузки, Н:

$$F_{r1} = K_E \cdot F_{r1\max}; \quad F_{r2} = K_E \cdot F_{r2\max}; \quad F_A = K_E \cdot F_{A\max}, \quad (9.15)$$

где $K_E = 0,56$ – коэффициент эквивалентности для типового режима III [см. 1, стр. 116].

Расчет эквивалентной динамической радиальной нагрузки на одной из опор производим по следующей методике. В соответствии с конструктивной схемой №2 в опорах 1 и 2 (рис. 9.1) установлены радиально-упорные конические роликоподшипники по схеме «враспор» [см. 1, рис. 7.4,а и таблица 7.4]. При определении осевых сил, нагружающих радиально-упорные подшипники, необходимо учитывать осевые силы, возникающие под действием радиальной нагрузки F_r вследствие наклона контактных линий. Минимально необходимые для нормальной работы радиально-упорных роликоподшипников осевые силы находим по формулам, Н:

$$F_{a1\min} = 0,83e \cdot F_{r1}; \quad F_{a2\min} = 0,83e \cdot F_{r2}, \quad (9.16)$$

где e – коэффициент осевого нагружения (см. раздел 7.4, параметр e из данных роликоподшипника);

F_{r1} и F_{r2} – см. формулы (9.15).

В соответствии с расчетной схемой (рис. 9.1) подшипник опоры 2 является наиболее нагруженным, так как он воспринимает наибольшую радиальную нагрузку, а также осевую нагрузку, действующую на червячное колесо. Поэтому $F_{a1\min} < F_{a2\min}$. В этом случае осевые силы в опорах 1 и 2 определяем следующим образом, Н:

$$\begin{aligned} & \text{а) при } F_A < F_{a2\min} - F_{a1\min}: \\ & F_{A2} = F_{a2\min}; \quad F_{A1} = F_{A2} - F_A; \end{aligned} \quad (9.17)$$

$$\begin{aligned} & \text{б) при } F_A > F_{a2\min} - F_{a1\min}: \\ & F_{A1} = F_{a1\min}; \quad F_{A2} = F_{A1} + F_A, \end{aligned} \quad (9.18)$$

где F_A – см. формулы (9.15).

Для определения эквивалентной динамической радиальной нагрузки на подшипник опоры 2 используем формулу (8.18), которая с учетом $V=1$, $K_A=1,4$ и $K_T=1$ примет вид, Н:

$$P_{r2} = (X \cdot F_{r2} + Y F_{A2}) 1,4. \quad (9.19)$$

Для выбора коэффициентов X и Y рассмотрим величину отношения $\frac{F_{A2}}{V \cdot F_{r2}}$

по сравнению с коэффициентом осевого нагружения e :

а) если $\frac{F_{A2}}{V \cdot F_{r2}} > e$, то принимаем $X=0,4$, а Y берем из данных выбранного роликоподшипника (см. раздел 7.4);

б) если $\frac{F_{A2}}{V \cdot F_{r2}} \leq e$, то принимаем $X=1$ и $Y=0$.

Полученное значение P_{r2} округляем в большую сторону до целого числа.

9.5. Расчетный скорректированный ресурс

Скорректированный по уровню надежности и условиям применения расчетный ресурс (долговечность) подшипника определяем по общей зависимости в виде, ч:

$$L_{10ah} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60n} \geq L_h, \quad (9.20)$$

где $a_1=1$, $a_{23}=0,65$, $k=10/3$, $L_h=5256$ ч (см. раздел 8.5); C_r - базовая динамическая грузоподъемность подшипника (см. раздел 7.4, параметр C_r выбранного роликоподшипника);

P_r - эквивалентная динамическая радиальная нагрузка (см. раздел 9.4, параметр P_{r2} , формула 9.19)

n - частота вращения выходного вала №3 (см. раздел 9.1, параметр n_3).

Для подшипника опоры 2 формула (9.20) примет вид:

$$L_{10ah2} = 0,65 \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^{10/3} \frac{10^6}{60n_3} \geq 5256 \div \quad (9.21)$$

Полученное значение L_{10ah2} округляем до целого числа.

9.6. Проверка выполнения условия $P_{r \max} \leq 0,5C_r$

С этой целью для подшипника наиболее нагруженной опоры определяется эквивалентная динамическая радиальная нагрузка при наибольших значениях заданных сил переменного режима нагружения, которая должна быть меньше половины динамической грузоподъемности подшипника (или равна ей), Н:

$$P_{r2 \max} = (V \cdot X \cdot F_{r2 \max} + Y \cdot F_{A \max}) \cdot K_A \cdot K_O \leq 0,5C_r. \quad (9.22)$$

Используя из раздела 9.4 (формула 9.14) значения сил $F_{r2 \max}$ и $F_{A \max}$, значения коэффициентов X и Y , а также учитывая $V=1$, $K_A=1,4$, $K_T=1$,

рассчитываем округленное до целого числа значение $P_{r2\max}$ и сравниваем его с $0,5C_r$.

При выполнении соотношений (9.21) и (9.22) предварительно выбранный подшипник считается пригодным.

ГЛАВА 10. Расчет валов на прочность

10.1. Входной вал

а) Зубчатая передача – косозубая

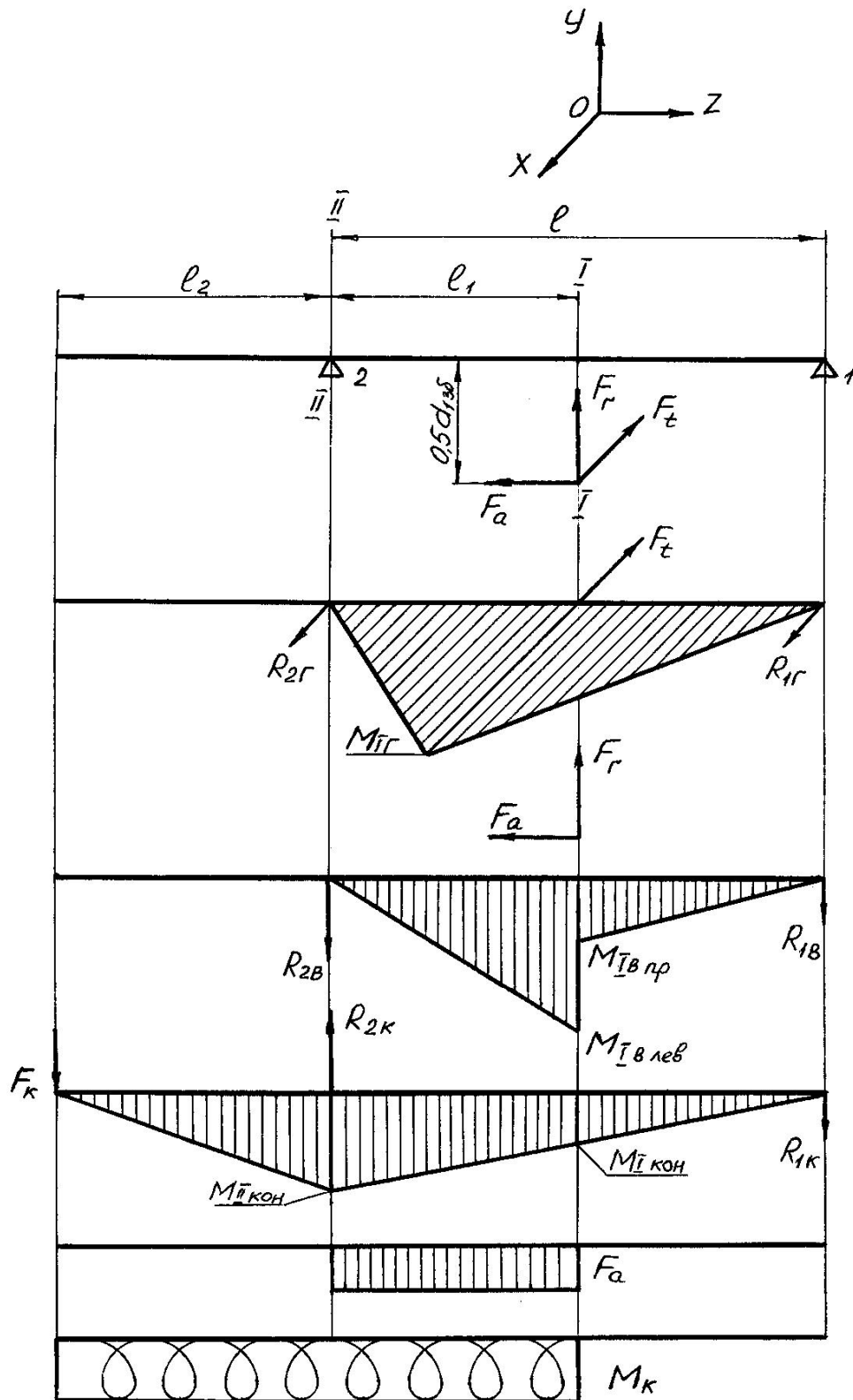


Рис. 10.1

Эпюры внутренних и внешних силовых факторов, действующих на входной вал, приведены на рис. 10.1, при этом крутящий момент численно равен вращающему: $M_K = T_1 = \dots$ Н·м (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1).

Из рассмотрения эпюр силовых факторов и конструкции входного вала следует, что опасными являются сечения:

I-I – диаметр впадин зубьев шестерни: сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами, а также осевой силой; концентратор напряжений – галтельные переходы от поверхности зубьев к диаметру впадин;

II-II – место установки на вал подшипников в опоре 2: сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами и осевой силой; концентратор напряжений – посадка с натягом внутреннего кольца подшипника на вал.

б) Зубчатая передача – прямозубая

Эпюры внутренних и внешних силовых факторов, действующих на входной вал, приведены на рис. 10.2, при этом крутящий момент численно равен вращающему: $M_K = T_1 = \dots$ Н·м (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1).

Из рассмотрения эпюр силовых факторов и конструкции входного вала следует, что опасными являются сечения:

I-I – диаметр впадин зубьев шестерни: сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами; концентратор напряжений – галтельные переходы от поверхности зубьев к диаметру впадин;

II-II – место установки на вал подшипников в опоре 2: сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами; концентратор напряжений – посадка с натягом внутреннего кольца подшипника на вал.

10.1.1 Определение силовых факторов

Сечение I-I

Изгибающие моменты от сил в зубчатом зацеплении, Н·м:

• в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$M_{I\bar{A}} = R_{2\bar{A}} \cdot l_1 \cdot 10^{-3}, \quad (10.1)$$

• в вертикальной плоскости (YOZ):

а) для косозубой зубчатой передачи

$$M_{I\hat{A}\delta} = R_{1\hat{A}} \cdot (l - l_1) \cdot 10^{-3} - \text{справа от сечения}; \quad (10.2)$$

$$M_{I\hat{A}\delta\delta\delta} = R_{2\hat{A}} \cdot l_1 \cdot 10^{-3} - \text{слева от сечения}. \quad (10.3)$$

Примечание. В дальнейших расчетах используется бóльший по величине из двух моментов и обозначается M_{IB} .

б) для прямозубой зубчатой передачи для определения M_{IB} используем формулу (10.3):

$$M_{I\hat{A}} = R_{2\hat{A}} \cdot l_1 \cdot 10^{-3}.$$

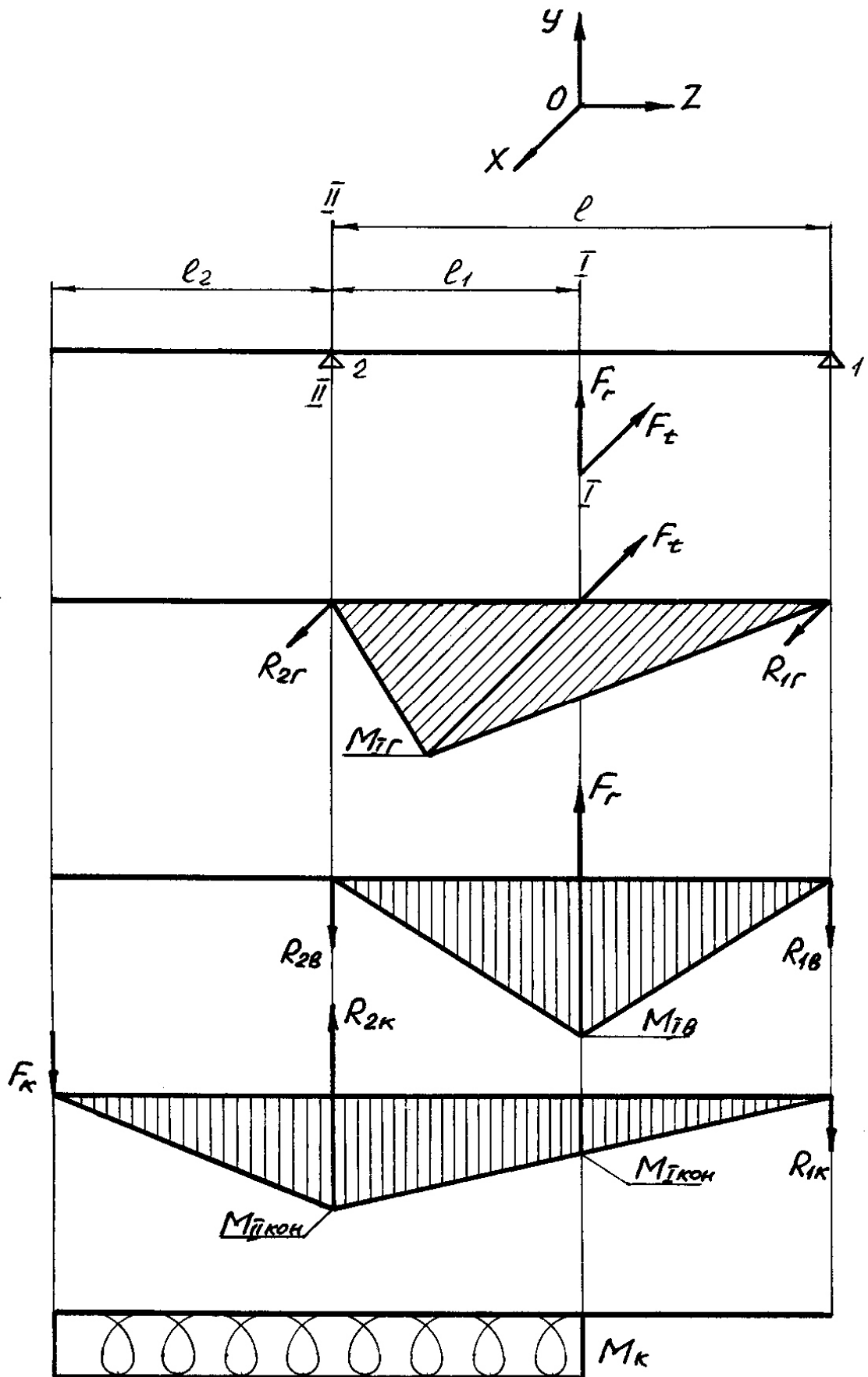


Рис. 10.2

Изгибающий момент от консольной силы, Н·м:

$$M_{\text{Iéi i}} = R_{\text{IK}}(l - l_1) \cdot 10^{-3}. \quad (10.4)$$

Суммарный изгибающий момент, Н·м:

$$M_{\text{I}} = \sqrt{M_{\text{IÁ}}^2 + M_{\text{IÁ}}^2} + M_{\text{Iéi i}}. \quad (10.5)$$

Крутящий момент, Н·м: $M_{\text{KI}} = M_{\text{K}}$.

Осевая сила, Н: $F_{\text{al}} = F_a$.

Сечение II-II

Изгибающий момент, Н·м:

$$M_{\text{II}} = M_{\text{IIéi i}} = F_{\text{K}} \cdot l_2 \cdot 10^{-3}, \quad (10.6)$$

Крутящий момент, Н·м: $M_{\text{KII}} = M_{\text{K}}$.

Осевая сила, Н: $F_{\text{aII}} = F_a$.

Здесь $R_{2\text{Г}}$, $R_{1\text{А}}$ и $R_{2\text{А}}$ – реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях (см. раздел 8.2), l и l_1 – плечи сил (там же); F_{K} – консольная сила (см. раздел 8.3); l_2 – плечо консольной силы (там же); R_{IK} – реакция в опоре 1 от консольной силы (там же); F_a – осевая сила в зубчатом зацеплении (см. раздел 8.1); M_{K} – крутящий момент (см. пояснения в начале раздела 10.1).

10.1.2. Геометрические характеристики опасных сечений вала

Сечение I-I

$W_{\text{I}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{f1çá}}^3}{32}$ – момент сопротивления сечения на изгиб, мм³;

$W_{\text{éI}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{f1çá}}^3}{16}$ – момент сопротивления сечения на кручение, мм³;

$A_{\text{I}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{f1çá}}^2}{4}$ – площадь сечения, мм².

Здесь $d_{\text{f1çá}}$ – диаметр впадин зубьев шестерни (см. раздел 7.1.1).

Сечение II-II

$W_{\text{II}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ííá1}}^3}{32}$; $W_{\text{éII}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ííá1}}^3}{16}$; $A_{\text{II}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ííá1}}^2}{4}$.

Здесь $d_{\text{ííá1}}$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника (см. раздел 7.2, $d_{\text{ííá1éáá}}$). Расшифровку характеристик – см. выше.

10.1.3. Расчет вала на статическую прочность

Сечение I-I

Напряжения изгиба с растяжением (сжатием) σ_{I} и напряжения кручения τ_{I} , МПа:

$$\sigma_{\text{I}} = \frac{K_{\text{пер}} \cdot M_{\text{I}} \cdot 10^3}{W_{\text{I}}} + \frac{K_{\text{пер}} \cdot F_{\text{al}}}{A_{\text{I}}}; \quad (10.7)$$

$$\tau_I = \frac{K_{\text{пер}} \cdot M_{\text{кI}} \cdot 10^3}{W_{\text{кI}}}, \quad (10.8)$$

где $K_{\text{пер}}$ – коэффициент перегрузки (см. характеристику электродвигателя $K_{\text{пер}} = \frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}}$ в разделе 1.1, глава 1, книга 1);

M_I , $M_{\text{кI}}$ и F_{aI} – см. в разделе 10.1.1, сечение I-I;

W_I , $W_{\text{кI}}$ и A_I – см. в разделе 10.1.2, сечение I-I.

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma I} = \frac{\sigma_T}{\sigma_I}; S_{T\tau I} = \frac{\tau_T}{\tau_I}, \quad (10.9)$$

где σ_T – предел текучести по нормальным напряжениям для материала шестерни;

τ_T – предел текучести по касательным напряжениям.

По таблице 10.2 [1] для стали 40X и $\sigma_B = 980$ МПа:

$\sigma_T = 780$ МПа, $\tau_T = 450$ МПа.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{\text{II}} = \frac{S_{T\sigma I} \cdot S_{T\tau I}}{\sqrt{S_{T\sigma I}^2 + S_{T\tau I}^2}} \geq [S_T] = 2,0. \quad (10.10)$$

Сечение II-II

Напряжения изгиба с растяжением (сжатием) σ_{II} и напряжения кручения τ_{II} , МПа:

$$\sigma_{\text{II}} = \frac{K_{\text{пер}} \cdot M_{\text{II}} \cdot 10^3}{W_{\text{II}}} + \frac{K_{\text{пер}} \cdot F_{a\text{II}}}{A_{\text{II}}}; \quad (10.11)$$

$$\tau_{\text{II}} = \frac{K_{\text{пер}} \cdot M_{\text{кII}} \cdot 10^3}{W_{\text{кII}}}, \quad (10.12)$$

где $K_{\text{пер}}$ – см. сечение I-I;

M_{II} , $M_{\text{кII}}$ и $F_{a\text{II}}$ – см. в разделе 10.1.1, сечение II-II;

W_{II} , $W_{\text{кII}}$ и A_{II} – см. в разделе 10.1.2, сечение II-II.

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma \text{II}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{II}}}; S_{T\tau \text{II}} = \frac{\tau_T}{\tau_{\text{II}}}, \quad (10.13)$$

где σ_T и τ_T – см. сечение I-I.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{\text{OII}} = \frac{S_{\text{O}\sigma \text{II}} \cdot S_{\text{O}\tau \text{II}}}{\sqrt{S_{\text{O}\sigma \text{II}}^2 + S_{\text{O}\tau \text{II}}^2}} \geq [S_{\text{O}}] = 2,0. \quad (10.14)$$

10.1.4. Расчет вала на сопротивление усталости

Сечение I-I

Определяем амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, МПа:

$$\sigma_{al} = \sigma_{m1} = \frac{M_I \cdot 10^3}{W_I}; \quad (10.15)$$

$$\tau_{al} = \frac{M_{KI} \cdot 10^3}{2W_{KI}}; \quad \tau_{m1} = \tau_{al}. \quad (10.16)$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении, МПа:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}; \quad (10.17)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad (10.18)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения. По таблице 10.2 [1] для стали 40Х и $\sigma_B = 980$ МПа:

$$\sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}, \quad \tau_{-1} = 240 \text{ МПа}.$$

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma D} = \frac{(K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma}) - 1}{K_V}; \quad (10.19)$$

$$K_{\tau D} = \frac{(K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau}) - 1}{K_V}; \quad (10.20)$$

где K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений. Зубья шестерни представляют собой шлицы с эвольвентным профилем, поэтому концентраторами напряжений являются галтельные переходы по диаметру впадин. По таблице 10.12 [1]: $K_{\sigma} = 1,7$ для шлицев и $\sigma_B = 900$ МПа; $K_{\tau} = 1,55$ для эвольвентных шлицев и $\sigma_B = 900$ МПа;

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения. Значение коэффициента $K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$) находим по табл. 10.7 [1] в графе «Кручение для всех сталей и изгиб для легированной стали» в зависимости от диаметра $d_{f1\zeta a}$. При несовпадении значения $d_{f1\zeta a}$ с табличными значениями диаметра вала применяем формулу интерполяции:

$$K_{d\sigma}(K_{d\tau}) = K_{d\sigma(d <)} - \frac{K_{d\sigma(d <)} - K_{d\sigma(d >)}}{d > - d <} (d_{f1\zeta a} - d <). \quad (10.21)$$

Примечание. Значение коэффициента $K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$) рассчитываем с точностью до третьего или четвертого знака после запятой.

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества поверхности. По таблице 10.8 [1] для чистового шлифования с шероховатостью $R_a = 0,8 \dots 1,6$ мкм и при $\sigma_B > 700$ МПа: $K_{F\sigma} = 0,91 \dots 0,86$ и $K_{F\tau} = 0,95 \dots 0,92$.

Примечание. Рекомендуется из предлагаемых диапазонов значений коэффициентов $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ принимать средние значения: $K_{F\sigma} = 0,885$ и $K_{F\tau} = 0,935$.

K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения. Видами упрочнения поверхности вала являются закалка ТВЧ, азотирование, накатка роликами, дробеструйный наклеп и др. Так как вал изготовлен заодно с шестерней и подвергается объемной термообработке улучшение до твердости 269...302НВ (см.раздел 8.1), то в соответствии с таблицей 10.9 [1] принимаем $K_V = 1$ (без упрочнения).

По формуле (10.21) определяем коэффициент $K_{d\sigma} (K_{d\tau})$, далее по формулам (10.19) и (10.20) рассчитываем коэффициенты снижения пределов выносливости, а затем по формулам (10.17) и (10.18) вычисляем пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении σ_{-1D} и τ_{-1D} .

Далее определяем коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{a1}}, \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{a1} + \psi_{\tau D} \cdot \tau_{m1}}. \quad (10.22)$$

Здесь $\psi_{\tau D}$ – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла касательных напряжений:

$$\psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}}, \quad (10.23)$$

где $\psi_{\tau} = 0,1$ по таблице 10.2 [1] для стали 40Х и $\sigma_B = 980$ МПа; коэффициент $K_{\tau D}$ – см. формулу (10.20).

Общий коэффициент запаса на сопротивление усталости вала в рассматриваемом сечении:

$$S_1 = \frac{S_{\sigma 1} \cdot S_{\tau 1}}{\sqrt{S_{\sigma 1}^2 + S_{\tau 1}^2}} \geq [S] = 2,0. \quad (10.24)$$

Сечение II-II

Определяем амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, МПа:

$$\sigma_{aII} = \sigma_{mII} = \frac{M_{II} \cdot 10^3}{W_{II}}; \quad (10.25)$$

$$\tau_{aII} = \frac{M_{кII} \cdot 10^3}{2W_{\epsilon II}}; \quad \tau_{mII} = \tau_{aII}. \quad (10.26)$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении, МПа:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}; \quad (10.27)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad (10.28)$$

где $\sigma_{-1} = 410$ МПа, $\tau_{-1} = 240$ МПа (см. пояснения к формулам 10.17 и 10.18).

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma D} = \frac{(K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma}) - 1}{K_V}; \quad (10.29)$$

$$K_{\tau D} = \frac{(K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau}) - 1}{K_V}. \quad (10.30)$$

Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используем отношения $K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ и $K_{\tau} / K_{d\tau}$. Подшипники на входном валу установлены по посадке $L0/k6$, которая обеспечивает в соединении гарантированный натяг. По таблице 10.13 [1] для $\sigma_B = 900$ МПа и диаметра $d_{\text{под1}} = \dots$ мм (см. раздел 10.1.2, сечение II-II) находим:

$$K_{\sigma} / K_{d\sigma} = \dots; K_{\tau} / K_{d\tau} = \dots$$

Примечание. Поскольку в таблице 10.13 диаметры вала под подшипник чередуются через 10 мм, то в случаях, когда величина диаметра оканчивается на 5, необходимо брать средние значения отношений.

Например: $d_{\text{вал}} = 35$ мм (среднее значение между диаметрами 30 и 40 мм). Для $d = 30$ мм $K_{\sigma} / K_{d\sigma} = 4,0$ и $K_{\tau} / K_{d\tau} = 2,4$; для $d = 40$ мм $K_{\sigma} / K_{d\sigma} = 4,3$ и $K_{\tau} / K_{d\tau} = 2,6$. Для $d = 35$ мм

$$K_{\sigma} / K_{d\sigma} = \frac{(4,0 + 4,3)}{2} = 4,15 \text{ и } K_{\tau} / K_{d\tau} = \frac{2,4 + 2,6}{2} = 2,5.$$

Коэффициенты влияния качества поверхности $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ зависят от вида механической обработки и шероховатости поверхности вала. Применяем чистовое шлифование с $R_a = 0,8 \dots 1,6$ мкм. В этом случае по таблице 10.8 [1] для $\sigma_B > 700$ МПа: $K_{F\sigma} = 0,91 \dots 0,86$ и $K_{F\tau} = 0,95 \dots 0,92$. Принимаем средние значения коэффициентов: $K_{F\sigma} = 0,885$ и $K_{F\tau} = 0,935$.

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения:

$$K_V = 1 - \text{поверхность без упрочнения [см. 1, таблица 10.9].}$$

Примечание. При необходимости повышения пределов выносливости вала рекомендуется участки вала под подшипники повергнуть накатке роликами или дробеструйному наклепу и принимать $K_V = 2,0$.

По формулам (10.29) и (10.30) рассчитываем коэффициенты снижения пределов выносливости, а затем по формулам (10.27) и (10.28) вычисляем пределы выносливости σ_{-1D} и τ_{-1D} . После этого определяем коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma II} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{\text{all}}}, S_{\tau II} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{\text{all}} + \psi_{\tau D} \cdot \tau_{\text{mII}}}, \quad (10.31)$$

Здесь коэффициент чувствительности к асимметрии цикла $\psi_{\tau D}$ находим по формуле (10.23): $\psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}}$; $\psi_{\tau} = 0,1$ (см. пояснения к формуле 10.23); $K_{\tau D}$ берем по формуле (10.30).

Общий коэффициент запаса на сопротивление усталости вала в рассматриваемом сечении:

$$S_{II} = \frac{S_{\sigma II} \cdot S_{\sigma II}}{\sqrt{S_{\sigma II}^2 + S_{\sigma II}^2}} \geq [S] = 2,0. \quad (10.32)$$

Вывод: при выполнении условий (10.10) и (10.14), (10.24) и (10.32) статическая прочность входного вала и сопротивление усталости в обоих опасных сечениях обеспечены.

10.2. Выходной вал

Эпюры внешних и внутренних силовых факторов, которые действуют на законцовку выходного вала и червячное колесо, установленное на валу, приведены на рис. 10.3, при этом крутящий момент численно равен вращающему: $M_K = T_3 = \dots$ Н·м (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1).

Из рассмотрения эпюр силовых факторов и конструкции выходного вала следует, что опасными являются сечения:

I-I – место установки на вал червячного колеса с применением шпоночного соединения в плоскости действия окружной и радиальной сил червячной передачи. Сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами, а также осевой силой. Концентратор напряжений – паз на валу под шпонку;

II-II – место установки на вал подшипника в опоре 2: сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами и осевой силой; концентратор напряжений – посадка с натягом внутреннего кольца подшипника на вал.

10.2.1 Определение силовых факторов

Сечение I-I

Изгибающие моменты от сил в червячной передаче, Н·м:

- в горизонтальной плоскости (XOZ)

$$M_{II} = R_{2Г} \cdot l_1 \cdot 10^{-3}; \quad (10.33)$$

- в вертикальной плоскости (YOZ)

$$M_{I\beta\delta} = R_{2В} \cdot l_1 \cdot 10^{-3} - \text{справа от сечения}; \quad (10.34)$$

$$M_{I\beta\delta\delta} = R_{1В} \cdot (l - l_1) \cdot 10^{-3} - \text{слева от сечения}. \quad (10.35)$$

Примечания: 1. Направление вектора реакции $R_{1В}$, рассчитанной по формуле (9.5) учтено в эпюре моментов на рис. 10.3. Поэтому значение реакции в формуле (10.35) необходимо брать с положительным знаком.

2. В дальнейших расчетах используется бóльший по величине из двух моментов и обозначается $M_{IВ}$.

Изгибающий момент от консольной силы, Н·м:

$$M_{I\delta i} = R_{1К} (l - l_1) 10^{-3}. \quad (10.36)$$

Суммарный изгибающий момент, Н·м:

$$M_I = \sqrt{(M_{I\delta i} - M_{I\lambda})^2 + M_{IВ}^2} \quad (10.37)$$

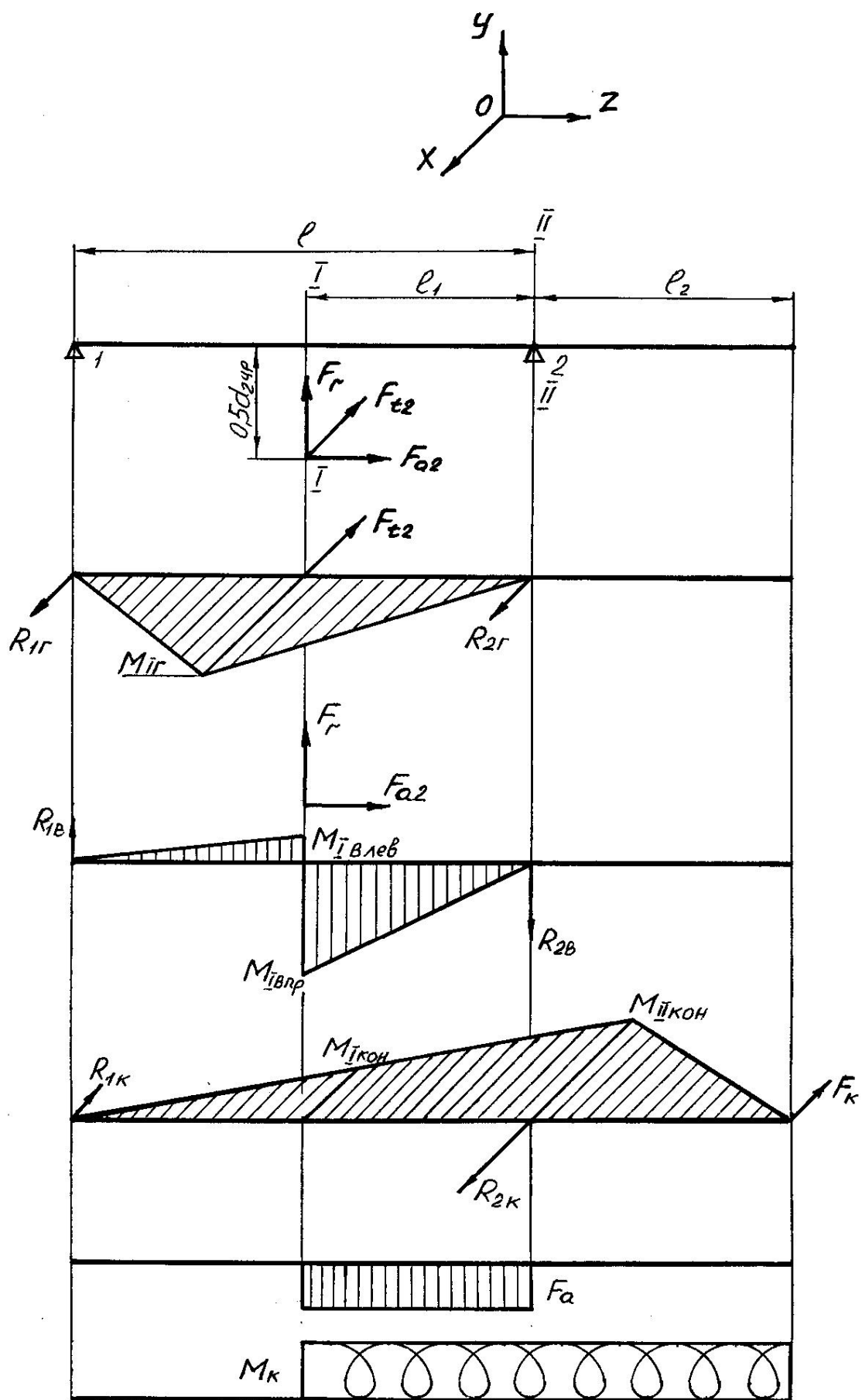


Рис. 10.3

Крутящий момент, Н·м: $M_{KI} = M_K$.

Осевая сила, Н: $F_{aI} = F_{a2}$.

Сечение II-II

Изгибающий момент, Н·м: $M_{II} = M_{II\dot{e}i} = F_K \cdot l_2 \cdot 10^{-3}$,

Крутящий момент, Н·м: $M_{KII} = M_K$.

Осевая сила, Н: $F_{aII} = F_{a2}$.

Здесь $R_{2Г}$, $R_{2В}$ и $R_{1В}$ – реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях (см. раздел 9.2), l и l_1 – плечи сил (там же); F_K – консольная сила (см. раздел 9.3); l_2 – плечо консольной силы (там же); $R_{1К}$ – реакция в опоре 1 от консольной силы (там же); F_{a2} – осевая сила на червячном колесе (см. раздел 9.1); M_K – крутящий момент (см. пояснения в начале раздела 10.2).

10.2.2. Геометрические характеристики опасных сечений вала

Сечение I-I

$W_I = \frac{\pi \cdot d_{\dot{e}+\delta}^3}{32}$ – момент сопротивления сечения на изгиб, мм³;

$W_{\dot{e}I} = \frac{\pi \cdot d_{\dot{e}+\delta}^3}{16}$ – момент сопротивления сечения на кручение, мм³;

$A_I = \frac{\pi \cdot d_{\dot{e}+\delta}^2}{4}$ – площадь сечения.

Здесь $d_{\dot{e}+\delta}$ – диаметр вала под червячное колесо (см. раздел 7.4, формула 7.39).

Сечение II-II

$W_{II} = \frac{\pi \cdot d_{i\dot{a}3}^3}{32}$; $W_{\dot{e}II} = \frac{\pi \cdot d_{i\dot{a}3}^3}{16}$; $A_{II} = \frac{\pi \cdot d_{i\dot{a}3}^2}{4}$.

Здесь $d_{i\dot{a}3}$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника (см. раздел 7.4). Расшифровку остальных параметров – см. выше.

10.2.3. Расчет вала на статическую прочность

Сечение I-I

Напряжения изгиба с растяжением (сжатием) σ_I и напряжения кручения τ_I , МПа:

$$\sigma_I = \frac{K_{\text{пер}} \cdot M_I \cdot 10^3}{W_I} + \frac{K_{\text{пер}} \cdot F_{aI}}{A_I}; \quad (10.38)$$

$$\tau_I = \frac{K_{\text{пер}} \cdot M_{KI} \cdot 10^3}{W_{KI}}, \quad (10.39)$$

где $K_{\text{пер}}$ – коэффициент перегрузки (см. характеристику электродвигателя $K_{\text{пер}} = \frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}}$ в разделе 1.1, глава 1, книга 1).

M_I, M_{K_I} и F_{aI} – см. в разделе 10.2.1, сечение I-I;

$W_I, W_{\hat{e}I}$ и A_I – см. в разделе 10.2.2, сечение I-I.

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma I} = \frac{\sigma_T}{\sigma_I}; S_{T\tau I} = \frac{\tau_T}{\tau_I}, \quad (10.40)$$

где σ_T – предел текучести по нормальным напряжениям для материала выходного вала;

τ_T – предел текучести по касательным напряжениям.

По таблице 10.2 [1] для стали 40X и $\sigma_B = 980$ МПа:

$\sigma_T = 780$ МПа, $\tau_T = 450$ МПа.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{TI} = \frac{S_{T\sigma I} \cdot S_{T\tau I}}{\sqrt{S_{T\sigma I}^2 + S_{T\tau I}^2}} \geq [S_T] = 2,0. \quad (10.41)$$

Сечение II-II

Напряжения изгиба с растяжением (сжатием) σ_{II} и напряжения кручения τ_{II} , МПа:

$$\sigma_{II} = \frac{K_{i\hat{a}d} \cdot M_{II} \cdot 10^3}{W_{II}} + \frac{K_{i\hat{a}d} \cdot F_{aII}}{A_{II}}; \quad (10.42)$$

$$\tau_{II} = \frac{K_{i\hat{a}d} \cdot M_{KII} \cdot 10^3}{W_{\hat{e}II}}, \quad (10.43)$$

где $K_{i\hat{a}d}$ – см. выше;

M_{II}, M_{KII} и F_{aII} – см. в разделе 10.2.1, сечение II-II;

$W_{II}, W_{\hat{e}II}$ и A_{II} – см. в разделе 10.2.2, сечение II-II.

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma II} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{II}}; S_{T\tau II} = \frac{\tau_T}{\tau_{II}}, \quad (10.44)$$

где σ_T и τ_T – см. сечение I-I.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{TII} = \frac{S_{T\sigma II} \cdot S_{T\tau II}}{\sqrt{S_{T\sigma II}^2 + S_{T\tau II}^2}} \geq [S_T] = 2,0. \quad (10.45)$$

10.2.4. Расчет вала на сопротивление усталости

Сечение I-I

Определяем амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, МПа:

$$\sigma_{al} = \sigma_{m1} = \frac{M_I \cdot 10^3}{W_I}; \quad (10.46)$$

$$\tau_{al} = \frac{M_{к1} \cdot 10^3}{2W_{\hat{e}1}}; \quad \tau_{m1} = \tau_{al}. \quad (10.47)$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении, МПа:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}; \quad (10.48)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad (10.49)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения. По таблице 10.2 [1] для стали 40Х и $\sigma_B = 980$ МПа:

$$\sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}, \quad \tau_{-1} = 240 \text{ МПа}.$$

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma D} = \frac{(K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma}) - 1}{K_V}; \quad (10.50)$$

$$K_{\tau D} = \frac{(K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau}) - 1}{K_V}, \quad (10.51)$$

где K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений. По таблице 10.11 [1] для шпоночного паза, выполненного концевой фрезой, и $\sigma_B = 900$ МПа: $K_{\sigma} = 2,2$ и $K_{\tau} = 2,05$;

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения. Значение коэффициента $K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$) находим по таблице 10.7 [1] в графе «Кручение для всех сталей и изгиб для легированной стали» в зависимости от диаметра $d_{\hat{e}+\delta}$ (см. раздел 10.2.2).

При несовпадении значения $d_{\hat{e}+\delta}$ с табличными значениями диаметра вала применяем формулу интерполяции:

$$K_{d\sigma}(K_{d\tau}) = K_{d\sigma(d <)} - \frac{K_{d\sigma(d <)} - K_{d\sigma(d >)}}{d > - d <} \cdot (d_{\hat{e}+\delta} - d <). \quad (10.52)$$

Примечание: Значение коэффициента $K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$) определяем с точностью до третьего или четвертого знака после запятой.

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества поверхности. По таблице 10.8 [1] для чистового шлифования с шероховатостью $R_a = (0,8 \dots 1,6)$ мкм и для $\sigma_B > 700$ МПа: $K_{F\sigma} = 0,91 \dots 0,86$ и $K_{F\tau} = 0,95 \dots 0,92$. Из предлагаемых диапазонов принимаем средние значения коэффициентов: $K_{F\sigma} = 0,885$ и $K_{F\tau} = 0,935$;

K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения. По таблице 10.9 [1]: $K_V=1$ при отсутствии упрочнения.

По формуле (10.52) определяем коэффициент $K_{d\sigma}(K_{d\tau})$, далее по формулам (10.50) и (10.51) рассчитываем коэффициенты снижения пределов выносливости, а затем по формулам (10.48) и (10.49) вычисляем пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении σ_{-1D} и τ_{-1D} .

Далее по формулам (10.22) вычисляем коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям: $S_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{a1}}$ и $S_{\tau 1} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{a1} + \psi_{\tau D} \cdot \tau_m}$.

Коэффициент чувствительности к асимметрии цикла касательных напряжений определяется по формуле (10.23): $\psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}}$, где $\psi_{\tau} = 0,1$, а $K_{\tau D}$ – см. формулу (10.51).

Общий коэффициент запаса на сопротивление усталости в рассматриваемом сечении рассчитываем по формуле (10.24): $S_1 = \frac{S_{\sigma 1} \cdot S_{\tau 1}}{\sqrt{S_{\sigma 1}^2 + S_{\tau 1}^2}} \geq [S] = 2,0$.

Сечение II-II

Определяем амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, используя формулы (10.25) и (10.26) МПа:

$$\sigma_{aII} = \sigma_{mII} = \frac{M_{II} \cdot 10^3}{W_{II}};$$

$$\tau_{aII} = \frac{M_{KII} \cdot 10^3}{2W_{KII}}, \quad \tau_{mII} = \tau_{aII}.$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении рассчитываем по формулам (10.27) и (10.28), МПа:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}; \quad \tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad \text{где } \sigma_{-1} = 410 \text{ МПа, } \tau_{-1} = 240 \text{ МПа (см. пояснения к формулам 10.17 и 10.18).}$$

Коэффициенты снижения предела выносливости определяем по формулам (10.29) и (10.30):

$$K_{\sigma D} = \frac{(K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma}) - 1}{K_V}; \quad K_{\tau D} = \frac{(K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau}) - 1}{K_V}.$$

Так как на выходном валу подшипники качения установлены аналогично входному валу по посадке с натягом ($L0/k6$), то для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используем отношения $K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ и $K_{\tau} / K_{d\tau}$. По таблице 10.13 [1] для $\sigma_B=900$ МПа и диаметра $d_{\text{под3}} = \dots$ мм

(см. раздел 10.2.2, сечение II-II) находим: $K_\sigma / K_{d\sigma} = \dots$, $K_\tau / K_{d\tau} = \dots$ (при необходимости используем рекомендации примечания к формулам 10.29 и 10.30).

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества поверхности. Применяем для обработки вала чистовое шлифование ($R_a = 0,8 \dots 1,6$ мкм) и по таблице 10.8 [1] для $\sigma_B > 700$ МПа находим: $K_{F\sigma} = 0,91 \dots 0,86$ и $K_{F\tau} = 0,95 \dots 0,92$. Из предлагаемых диапазонов принимаем средние значения коэффициентов: $K_{F\sigma} = 0,885$ и $K_{F\tau} = 0,935$.

K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения:

$K_V = 1$ – поверхность без упрочнения [см. 1, таблица 10.9].

Примечание. При необходимости повышения пределов выносливости рекомендуется участки вала под подшипники повергнуть накатке роликами или дробеструйному наклепу и принимать $\hat{E}_V = 2,0$.

По формулам (10.29) и (10.30) рассчитываем коэффициенты снижения пределов выносливости, а затем по формулам (10.27) и (10.28) вычисляем пределы выносливости σ_{-1D} и τ_{-1D} . После этого определяем по формулам (10.31) коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma II} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{aII}} \text{ и } S_{\tau II} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{aII} + \psi_{\tau D} \cdot \tau_{mII}}.$$

Здесь коэффициент чувствительности к асимметрии цикла $\psi_{\tau D}$ находим по формуле (10.23): $\psi_{\tau D} = \frac{\psi_\tau}{K_{\tau D}}$; где $\psi_\tau = 0,1$; $K_{\tau D}$ – см. выше.

Общий коэффициент запаса на сопротивление усталости в рассматриваемом сечении определяем по формуле (10.32):

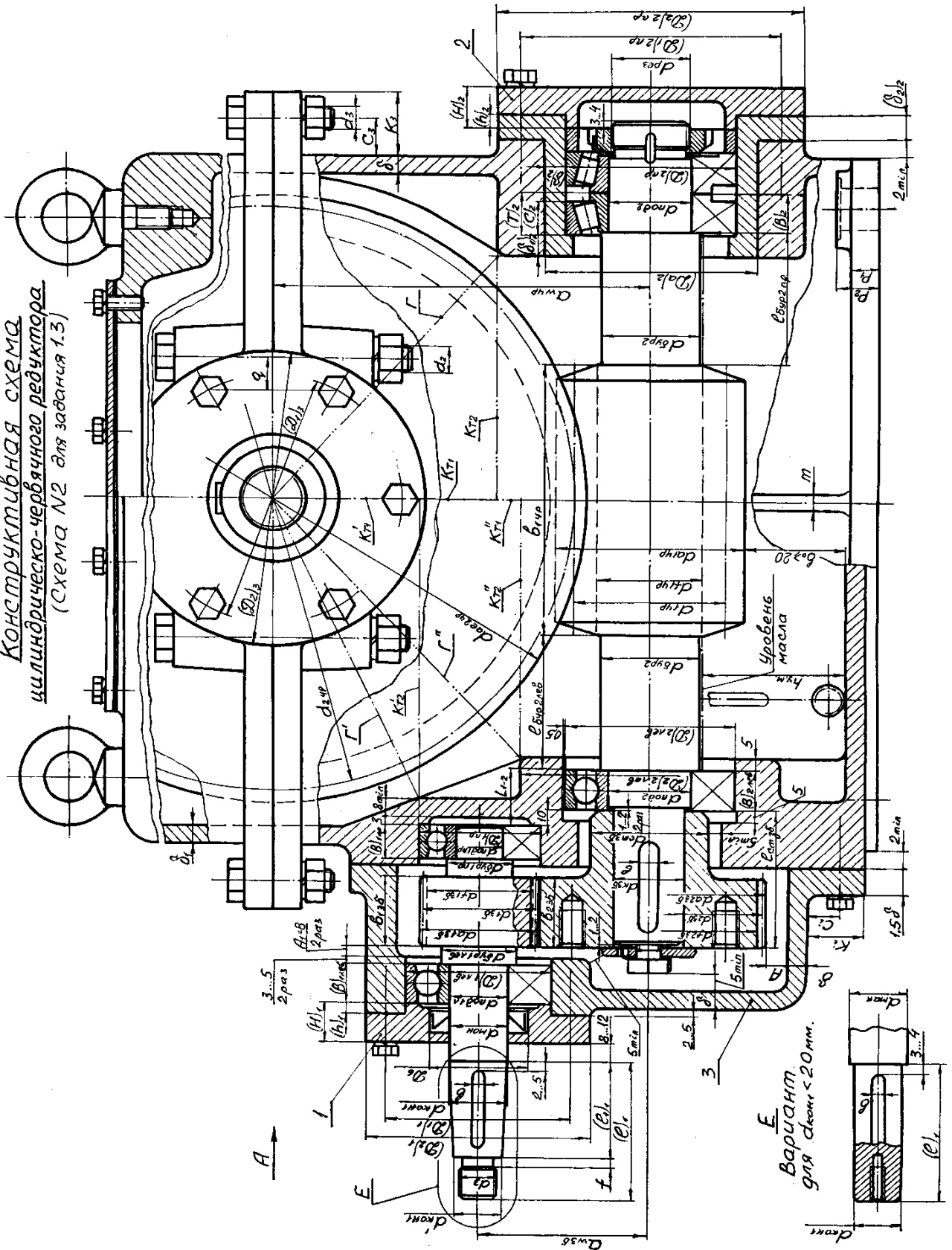
$$S_{II} = \frac{S_{\sigma II} \cdot S_{\tau II}}{\sqrt{S_{\sigma II}^2 + S_{\tau II}^2}} \geq [S] = 2,0.$$

Вывод: при выполнении условий $S_{\tau I} \geq 2,0$ и $S_{\tau II} \geq 2,0$, $S_I \geq 2,0$ и $S_{II} \geq 2,0$ статистическая прочность выходного вала и сопротивление вала усталости в обоих опасных сечениях обеспечены.

Список литературы

1. Дунаев П.Ф.
Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для студ. высш. учеб. заведений/ П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов. – 12-е изд.стер.–М.: Издательский центр «Академия», 2009.–496с.
2. Иванов М.Н.
Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов/ М.Н.Иванов, В.А.Финогенов. –12-е изд. испр. –М.: Высш. шк., 2008.–408с.
3. Анурьев В. И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3 т. – 8-е изд. перераб. и доп. Под редакцией И.Н.Жестковой. М.: Машиностроение, 1999 (подборка справочных данных).
4. Подшипники качения: справочник-каталог / Под ред. В.Н.Нарышкина и Р.В. Коросташевского – М.: Машиностроение, 1984.–280 с.
5. Чернилевский Д. В.
Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования: Учебное пособие для студентов вузов. 3-е изд., исправл. – М.: Машиностроение, 2003 – 560 с.
6. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М. Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2004. – 462 с.
7. Редукторы цилиндрические: каталог.
8. Двигатели асинхронные
АИР71–АИР100 : 01.40.06–89;
АИР112, АИР132 : 01.40.112–88
АИР160, АИР180 : 01.40.113–95
АИР200,225,250: 01.40.92–95.
9. Муфты упругие втулочно-пальцевые
ГОСТ 21424–93.
10. Муфты кулачково-дисковые
ГОСТ 20720–93.
11. Леонтьев Б.С. Оформление курсовых проектов по дисциплине «ДЕТАЛИ МАШИН» Памятка №1. Первый тип заданий. Методические указания.

Конструктивная схема
цилиндрическо-червячного редуктора
(Схема №2 для задания 1.3)



ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|---|----|
| ВВЕДЕНИЕ | 3 |
| ГЛАВА 7. Конструктивные размеры элементов цилиндрическо-червячного редуктора | 5 |
| 7.1 Передачи редуктора | 5 |
| 7.1.1 Зубчатая передача (индекс «зб») | 5 |
| 7.1.2 Червячная передача (индекс «чр») | 5 |
| 7.2 Конструкция входного вала (индекс 1) | 7 |
| 7.3 Конструкция промежуточного вала (индекс 2) | 12 |
| 7.4 Конструкция выходного вала (индекс 3) | 22 |
| 7.5 Крышки подшипниковых узлов | 26 |
| 7.6 Конструктивные элементы корпуса редуктора | 27 |
| ГЛАВА 8 Определение сил,нагружающих подшипники входного вала | 31 |
| 8.1 Условия работы входного вала | 31 |
| 8.2 Радиальные реакции опор от сил в зацеплении | 32 |
| 8.3 Радиальные реакции опор от действия силы на консольной законцовке вала | 35 |
| 8.4 Реации опор для расчета подшипников | 35 |
| 8.5 Расчетный скорректированный ресурс | 37 |
| 8.6 Проверка выполнения условия $P_{r\max} < 0,5C_r$ | 38 |
| ГЛАВА 9. Определение сил, нагружающих подшипники выходного вала | 39 |
| 9.1 Условия работы выходного вала | 39 |
| 9.2 Радиальные реакции опор от сил в червячной передаче | 39 |
| 9.3 Радиальные реакции опор от действия силы на консольной законцовке вала | 41 |
| 9.4 Реакции опор для расчета подшипников | 42 |
| 9.5 Расчетный скорректированный ресурс | 43 |
| 9.6 Проверка выполнения условия $P_{r\max} < 0,5C_r$ | 43 |
| ГЛАВА 10. Расчет валов на прочность | 45 |
| 10.1 Входной вал | 45 |
| а) Зубчатая передача – косозубая | 45 |
| б) Зубчатая передача – прямозубая | 46 |
| 10.1.1 Определение силовых факторов | 46 |
| 10.1.2 Геометрические характеристики опасных сечений вала | 48 |
| 10.1.3 Расчет вала на статистическую прочность | 48 |
| 10.1.4 Расчет вала на сопротивление усталости | 50 |
| 10.2 Выходной вала | 53 |
| 10.2.1 Определение силовых факторов | 53 |
| 10.2.2 Геометрические характеристики опасных сечений вала | 55 |
| 10.2.3 Расчет вала на статистическую прочность | 55 |
| 10.2.4 Расчет вала на сопротивление усталости | 57 |
| Список литературы | 60 |
| Приложение 1 | 61 |

