

7 Проектный расчет валов. Выбор муфт, подшипников и манжет

7.1 Проектный расчет вала имеет целью определение диаметров его отдельных участков. На этом этапе осевые размеры вала неизвестны, что делает невозможным оценку вклада напряжений изгиба $\sigma_{\text{и}}$ в общее напряженное состояние. Расчет приходится вести только по напряжениям кручения $\tau_{\text{к}}$, занижая допускаемое напряжение $[\tau_{\text{к}}]$ в несколько раз из соображений перестраховки.

В результате проектного расчета определяют диаметр опасного участка вала. Для сплошных валов круглого сечения при принятой ранее размерности входящих параметров (d – мм; $M_{\text{к}}$ – Н·м; $[\tau_{\text{к}}]$ – МПа) соответствующая формула имеет вид:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{к}} \cdot 10^3}{0,2[\tau_{\text{к}}]}}, \quad (39)$$

где крутящий момент $M_{\text{к}}$ в сечении совпадает (в случае однопочтовых схем) с вращающим моментом T на данном валу; допускаемое напряжение $[\tau_{\text{к}}]$ принимают из диапазона 15...40 МПа; под d понимают наименьший из посадочных диаметров деталей, через которые передается поток мощности. Для входных и выходных валов таковым является диаметр хвостового участка вала, для промежуточных валов – диаметр посадочной поверхности под колесом. Диаметры прочих участков вала находят конструктивно, обеспечивая условия фиксации деталей на валу и возможность применения стандартных узлов – муфт, подшипников, манжет.

По формуле (39) обычно рассчитывают валы открытых передач, в то время как для валов редукторов применяют более простые формулы эмпирического характера, приведенные ниже.

7.2 Входной (быстроходный) вал редуктора. Типовые конструкции входных валов с цилиндрической и конической шестерней приведены на рис. 31.

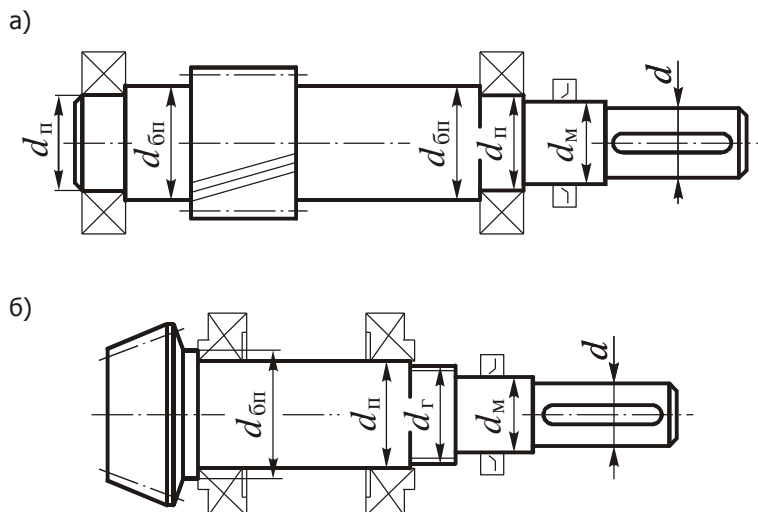


Рис. 31.

Диаметр концевго участка принимают $d \geq (7...8)\sqrt[3]{T_{\text{Б}}}$ при цилиндрической и $d \geq 8\sqrt[3]{T_{\text{Б}}}$ при конической шестерне. Полученное значение округляют по ряду нормальных размеров (табл. ПЗ).

Если вал соединен с электродвигателем через муфту, то рассчитанное значение, скорее всего, не подойдет, поскольку его необходимо согласовать с диаметром отверстия в муфте. В процессе такого согласования попутно производится выбор самой муфты. Алгоритм действий здесь следующий:

- из табл. П2 по типу выбранного в п. 1.2.3 электродвигателя находят присоединительный диаметр d_1 его вала;

- из трех таблиц П4 – П6 берут ту, которая соответствует нужному типу муфты – упругой втулочно-пальцевой, кулачково-дисковой или зубчатой;

- находят величину расчетного вращающего момента:

$$T_p = KT ,$$

где коэффициент режима работы K принимают по табл. 43.

- выбирают конкретную муфту с номинальным вращающим моментом T_p не ниже рассчитанного, которая допускает посадку на вал двигателя;

- согласовывают путем увеличения рассчитанный ранее диаметр d входного участка вала с одним из приемлемых для данной муфты значений. При этом не требуется совпадения d с d_1 , поскольку допускается комплектование муфты полумуфтами с различающимися диаметрами отверстий. Возможна ситуация, когда ради согласования диаметров приходится брать муфту с необоснованно большим значением T_p .

Таблица 43

| Тип машины | K |
|---|-------------|
| Транспортеры ленточные | 1,25...1,50 |
| Транспортеры цепные, винтовые, скребковые | 1,50...2,0 |
| Воздуходувки и вентиляторы | 1,25...1,50 |
| Насосы центробежные | 1,50...2,0 |
| Насосы и компрессоры поршневые | 2,0...3,0 |
| Станки металлорежущие с непрерывным движением | 1,25...1,50 |
| Станки металлорежущие с возвратно-поступат. движением | 1,50...2,50 |
| Станки деревообделочные | 1,50...2,0 |
| Мельницы шаровые, дробилки, молоты, ножницы | 2,0...3,0 |
| Краны подъемные, элеваторы | 3,0...4,0 |

7 Проектный расчет валов.

7.1 Проектный расчет вала имеет целью определение диаметров его отдельных участков.

Исходными данными расчета являются вращающие моменты на всех валах привода (исключая вал электродвигателя), найденные в разделе 1:

| Вал | Колесо | n , об/мин | N , кВт | T , Н·м |
|-----|------------|--------------|-----------|-----------|
| 0 | — | 1445 | 4,821 | 31,88 |
| 1 | 1(ш) | 1445 | 4,725 | 31,24 |
| 2 | 2(к), 3(ш) | 280,2 | 4,631 | 157,9 |
| 3 | 4(к) | 60,21 | 4,538 | 720,1 |
| 4 | 5(ш) | 60,21 | 4,447 | 705,6 |
| 5 | 6(к) | 30,03 | 4,180 | 1330 |

$$T_1 = 31,24 \text{ Н·м}; \quad T_2 = 157,9 \text{ Н·м}; \quad T_3 = 720,1 \text{ Н·м}; \\ T_4 = 705,6 \text{ Н·м}; \quad T_5 = 1330 \text{ Н·м}.$$

7.2 Входной (быстроходный) вал редуктора

По схеме задания этот вал идет под номером 1, следовательно, $T_B = 31,24 \text{ Н·м}$.

Диаметр концевой участка

$$d \geq 7,5 \sqrt[3]{T_B}; \quad d \geq 7,5 \sqrt[3]{31,24} = 23,62 \text{ мм}.$$

На этот участок будет установлена упругая муфта, соединяющая его с валом электродвигателя диаметром $d_1 = 32 \text{ мм}$ (см. п. 1.2.3).

После определения диаметра d входного участка вала диаметры остальных участков находят по формулам:

- для вала с цилиндрической шестерней по рис. 31, а

$$d_{\text{м}} \geq d + 2t; \quad d_{\text{п}} \geq d_{\text{м}}; \quad d_{\text{оп}} \geq d_{\text{п}} + 3r;$$

- для вала с конической шестерней по рис. 31, б

$$d_{\text{м}} \geq d + 2t; \quad d_{\text{г}} = d_{\text{м}} + 2 \dots 4; \quad d_{\text{п}} \geq d_{\text{г}}; \quad d_{\text{оп}} \geq d_{\text{п}} + 3r.$$

Выступ высотой t в конце входного участка необходим для возможности свободного прохода подшипника или манжеты поверх уже запрессованной шпонки. Высота буртиков и заплечиков должна обеспечивать достаточную площадь контакта по торцевой поверхности детали при наличии скругления радиусом r или фаски размером f (рис. 32).

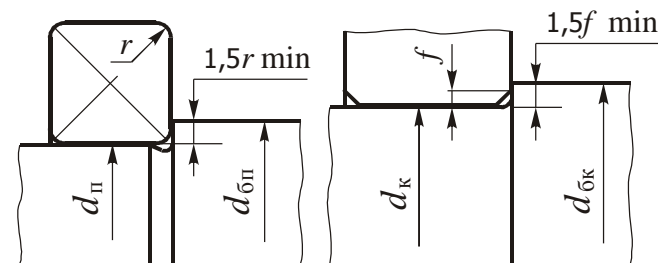


Рис. 32

Параметры t и r принимают по табл. 44, в зависимости от диаметра $d_{\text{уч}}$ соответствующего участка вала.

Работу по приведенным формулам ведут последовательно. К вычислению очередного параметра приступают только после уточнения предыдущего по следующим стандартам:

Расчетный вращающий момент муфты

$$T_p = K T_{\Sigma}; \quad T_p = 1,7 \cdot 31,24 = 53,11 \text{ Н·м.}$$

где коэффициент режима работы принят по табл. 43:
 $K = 1,7$ (транспортёры цепные,...).

По табл. П4 приложений данному значению T_p соответствует муфта МУВП 63, но вал двигателя диаметром $d_1 = 32$ мм будет слишком велик для подсоединения. Ближайшая муфта, способная обеспечить такое соединение, это МУВП 250, которую мы и выбираем.

| T_p , Н·м | d | l |
|----------------|-------|-----|
| 31,5 | 16 | 40 |
| | 18 | 40 |
| | (19)* | 40 |
| 63 | 20 | 50 |
| | 22 | 50 |
| | (24) | 50 |

| T_p , Н·м | d | l |
|----------------|------|-----|
| 250 | 32 | 80 |
| | (35) | 80 |
| | 36 | 80 |
| | (38) | 80 |
| | 40 | 110 |
| | (42) | 110 |
| | 45 | 110 |

Для соединения валов их диаметры не обязательно должны быть одинаковыми. Муфта МУВП 250 может соединять валы разных диаметров из списка в колонке d таблицы – всего семь номиналов. Из этого списка выбираем присоединительный диаметр быстроходного вала редуктора ближайший больший к рассчитанному значению $d = 23,62$ мм. В данном случае это те же 32 мм.

Обозначение муфты: Муфта МУВП 250-32-1 УЗ ГОСТ 21424-93 (для различающихся диаметров указывают оба, например, Муфта МУВП 250-36-1-32-1 УЗ ГОСТ 21424-93).

- диаметр под манжету $d_m = 20; 21; 22; 24; 25; 26; 30; 32; 35; 36; 38; 40; 45; 48; 50; 52; 55; 58; 60; 62; 63; 70; 71; 75$ мм;

- диаметр под подшипник $d_{\Pi} = 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100, \dots$, кратно 5 мм;

- диаметр под гайку круглую шлицевую $d_r = 20; 22; 24; 27; 30; 33; 36; 39; 42; 45; 48; 52; 56; 60; 64; 68; 72; 76; 80; 85$ мм;

- диаметр буртика подшипника $d_{\delta\Pi}$ – в соответствии с рядом Ra40 нормальных линейных размеров, табл. ПЗ.

Таблица 44

| $d_{yч}$ | 17–22 | 24–30 | 32–38 | 40–44 | 45–50 | 52–58 | 60–65 | 67–75 | 80–85 | 90–95 |
|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| t | 3 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 4 | 4,5 | 4,6 | 5,1 | 5,6 | 5,6 |
| r | 1,5 | 2 | 2,5 | 2,5 | 3 | 3 | 3,5 | 3,5 | 3,7 | 4 |
| f | 1 | 1 | 1,2 | 1,2 | 1,6 | 2 | 2 | 2,5 | 2,5 | 3 |

7.3 Промежуточный вал редуктора. Типовая конструкция промежуточного вала приведена на рис. 33. Здесь цилиндрическое или коническое зубчатое колесо фиксируется в осевом направлении посредством распорной втулки, устанавливаемой между внутренним кольцом подшипника и колесом.

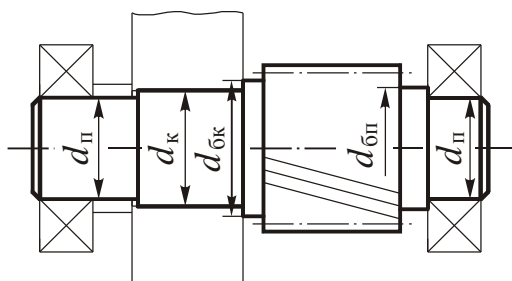


Рис. 33

В результате, нами была подобрана муфта и рассчитан концевой диаметр входного вала редуктора:

$$d = 32 \text{ мм.}$$

Диаметр под манжету

$$d_m \geq d + 2t; \quad d_m \geq 32 + 2 \cdot 3,5 = 39 \text{ мм,}$$

где параметр $t = 3,5$ мм выбран по табл. 44. Согласовав результат со стандартным размерным рядом для манжет, принимаем

$$d_m = 40 \text{ мм.}$$

Диаметр под подшипник

$$d_n \geq d_m.$$

Принимаем $d_n = 40$ мм, что согласуется с размерным рядом для отверстий подшипников качения.

Диаметр буртика подшипника

$$d_{\delta n} = d_n + 3r; \quad d_{\delta n} = 40 + 3 \cdot 2,5 = 47,5 \text{ мм.}$$

где параметр $r = 2,5$ мм выбран по табл. 44. Результат округляем в соответствии с рядом Ra40 нормальных линейных размеров (табл. ПЗ приложений):

$$d_{\delta n} = 48 \text{ мм.}$$

7.3 Промежуточный вал редуктора

Диаметр посадочного участка вала под колесом

$$d_k = 6,5 \sqrt[3]{T_{\Pi}}; \quad d_k = 6,5 \sqrt[3]{157,9} = 35,13 \text{ мм.}$$

Округляя по ряду Ra40, имеем $d_k = 36$ мм.

Диаметр посадочного участка вала под колесом

$$d_k \geq (6...7)\sqrt[3]{T_{\Pi}}.$$

Полученное значение округляют по ряду нормальных размеров.
Диаметры остальных участков:

$$d_{\Pi} \leq d_k; \quad d_{\text{бп}} \geq d_{\Pi} + 3r; \quad d_{\text{бк}} \geq d_k + 3f.$$

Диаметр цапфы d_{Π} под подшипник должен быть кратен 5 мм.

7.4 Выходной (тихоходный) вал редуктора. Конструкция данного вала представлена на рис. 34.

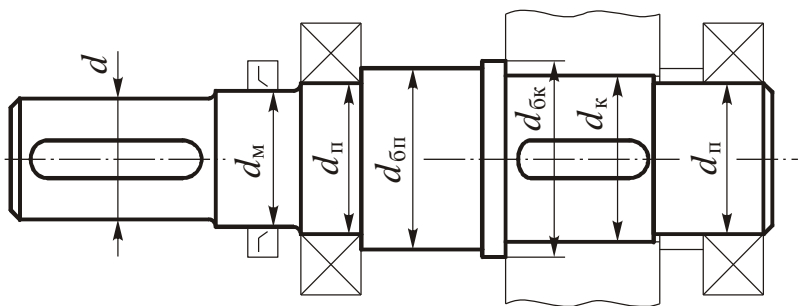


Рис. 34

Диаметр концевого участка

$$d \geq (5...6)\sqrt[3]{T_T}.$$

Полученное значение округляют по ряду нормальных размеров.

Если на выходном участке посажена муфта, то диаметр d необходимо согласовать с диаметром отверстия в муфте, как это описано выше. Попутно производится выбор самой муфты.

Диаметры остальных участков:

Возникла довольно часто встречающаяся ситуация: из рис. 33 видно, что диаметр d_n под подшипник на промежуточном валу будет меньше 36 мм, что меньше, чем для подшипников быстроходного вала, т. е. более нагруженный по сравнению с быстроходным валом промежуточный вал будет установлен на более слабые подшипники. В практике редукторостроения в этом случае принято (хотя и не обязательно) ставить одинаковые подшипники на оба вала. Из этих соображений принимаем

$$d_n = 40 \text{ мм},$$

как и для быстроходного вала, а поскольку диаметр под колесо d_k не должен быть меньше d_n , увеличиваем ранее найденное значение (36 мм) до

$$d_k = 42 \text{ мм},$$

которое согласуется с рядом Ra40.

Диаметр буртика подшипника

$$d_{\delta n} = d_n + 3r; \quad d_{\delta n} = 40 + 3 \cdot 2,5 = 47,5 \text{ мм}.$$

Округляем по ряду Ra40:

$$d_{\delta n} = 48 \text{ мм}.$$

Диаметр буртика колеса

$$d_{\delta k} = d_k + 3f; \quad d_{\delta k} = 42 + 3 \cdot 1,2 = 45,6 \text{ мм}.$$

Округляем по ряду Ra40:

$$d_{\delta k} = 48 \text{ мм}.$$

$$d_M \geq d + 2t; d_{\Pi} \geq d_M; d_{\text{б}\Pi} \geq d_{\Pi} + 3r; d_K \geq d_{\Pi}; d_{\text{б}K} \geq d_K + 3f.$$

Аналогичным образом рассчитывают валы открытых передач, которые обычно устанавливают в подшипниках скольжения без использования манжетных уплотнений. Диаметры цапф под подшипник скольжения округляют по ряду $d_{\Pi} = 25; 28; 32; 35; 40; 45; 50; 55; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200$ мм.

Результаты проектного расчета валов заносят в табличную форму:

| Вал | Диаметры участков вала, мм | | | | | | |
|-----|----------------------------|----------------|----------------|-----------------|----------------|-----------------|----------------|
| | d | $d_{\text{м}}$ | $d_{\text{п}}$ | $d_{\text{бп}}$ | $d_{\text{к}}$ | $d_{\text{бк}}$ | $d_{\text{г}}$ |
| 1 | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | |
| ... | | | | | | | |

7.5 Подбор манжет производят с помощью табл. П7 по значениям диаметров d_M .

Манжеты запрессовывают в сквозные крышки подшипников с целью предотвращения подтекания масла по имеющимся зазорам, а также для защиты внутреннего механизма и подшипников от попадания пыли и грязи извне.

Как правило, ставят одну манжету открытым торцом в сторону внутренней полости редуктора. Для редукторов, работающих в неблагоприятных внешних условиях, манжету ставят открытым торцом наружу. Иногда ставят сразу две манжеты, открытыми торцами друг от друга. Также находят применение манжеты с пыльниками.

По результатам выбора заполняют форму:

7.4 Выходной (тихоходный) вал редуктора

Диаметр концевой участка

$$d \geq 5,5 \sqrt[3]{T_T}; \quad d \geq 5,5 \sqrt[3]{720,1} = 49,30 \text{ мм.}$$

По схеме привода данный (3-й) вал соединен кулачково-дисковой муфтой с валом 4, поэтому необходимо подобрать муфту и согласовать с ней диаметр концевой участка вала.

Расчетный вращающий момент муфты

$$T_p = K T_{\Sigma}; \quad T_p = 1,7 \cdot 720,1 = 1224 \text{ Н·м.}$$

По табл. П5 приложений данному значению T_p соответствует муфта кулачково-дисковая на 1600 Н·м.

| T_p , Н·м | d | |
|----------------|------------------------------------|---------|
| | 1-й ряд | 2-й ряд |
| 1000 | 50, 55 | 53, 56 |
| | 60, 63, 70, 71 | 65 |
| 1600 | 60, 63, 70, 71 80 | 65, 75 |
| 2500 | 70, 71 | 85 |
| | 80, 90 | 75 |
| | 100 | 85, 95 |
| | | — |

Минимальный диаметр соединяемых валов для этой муфты – 60 мм, соответственно увеличиваем диаметр концевой участка:

$$d = 60 \text{ мм.}$$

Обозначение муфты:

Муфта кулачково-дисковая 1600-60-1 УЗ ГОСТ 20720-93.

| Вал | Размеры манжет, мм | | |
|--------------|--------------------|-------|-----|
| | d_m | D_m | h |
| входной (1) | | | |
| выходной (3) | | | |

7.6 Подбор подшипников производят по известному диаметру d_{Π} цапф вала, используя табл. П8 – П11. Поскольку нагрузки на опоры еще не известны, рекомендуют выбирать подшипники легкой (2-й) серии диаметров. В дальнейшем, если грузоподъемность назначенных подшипников окажется недостаточной, переходят к подшипникам средней (3-й) или тяжелой (4-й) серий. Если и этого недостаточно, увеличивают диаметр цапфы с последующей корректировкой диаметров всех остальных участков вала. В крайнем случае, возможен вариант установки на одной опоре двух подшипников.

Для опор валов цилиндрических ступеней редуктора предварительно назначают шариковые радиальные подшипники (табл. П8). При больших нагрузках на вал габариты подшипников этого типа могут не вписываться в межосевое расстояние ступени. В этом случае выбирают более компактные, при той же грузоподъемности, конические роликовые подшипники (табл. П9).

Для опор валов конических или червячных ступеней лучше всего подходят конические роликовые подшипники. Если частота вращения конической шестерни $n > 1500$ об/мин, рекомендуют устанавливать на ее валу шариковые подшипники радиально-упорного типа (табл. П10).

Для опор высоконагруженных и тихоходных валов открытых передач чаще назначают подшипники скольжения (табл. П11). Также находят применение подшипники качения, выполненные в отдельных закрытых корпусах.

По результатам выбора подшипников заполняют табличную форму по следующему образцу:

Рассчитываем диаметры остальных участков:

$d_M \geq d + 2t$; $d_M \geq 60 + 2 \cdot 4,6 = 69,2$ мм. Принимаем $d_M = 70$ мм.

$d_n \geq d_M$. Принимаем $d_n = 75$ мм.

$d_K \geq d_n$. Принимаем $d_K = 80$ мм.

$d_{\delta n} = d_n + 3r$; $d_{\delta n} = 75 + 3 \cdot 3,5 = 85,5$ мм. Принимаем $d_{\delta n} = 90$ мм.

$d_{\delta K} = d_K + 3f$; $d_{\delta K} = 80 + 3 \cdot 2,5 = 87,5$ мм. Принимаем $d_{\delta K} = 90$ мм.

Подобным образом рассчитывают валы 4 и 5 открытой передачи с той лишь разницей, что диаметры их опасных участков определяют по формуле (39). При этом полезно просмотреть имеющиеся атласы по деталям машин и ознакомиться с особенностями конструкции валов, выполняющих аналогичные функции.

Таблица результатов проектного расчета валов:

| Вал | Диаметры участков вала, мм | | | | | | |
|-----|----------------------------|-------|-------|----------------|-------|----------------|-------|
| | d | d_M | d_n | $d_{\delta n}$ | d_K | $d_{\delta K}$ | d_2 |
| 1 | 32 | 40 | 40 | 48 | — | — | — |
| 2 | — | — | 40 | 48 | 42 | 48 | — |
| 3 | 60 | 70 | 75 | 90 | 80 | 90 | — |
| 4 | 60 | — | 70 | 80 | 80 | 90 | — |
| 5 | 67 | — | 80 | 90 | — | — | — |

| Вал | Номер подшипника | $d_{\text{п}},$ мм | $D,$ мм | $B,$ мм | $c,$ мм | $T_{\text{max}},$ мм | $C_r,$ кН | $C_{0r},$ кН |
|-----|---------------------|-----------------------|--------------------------------------|------------|------------|-------------------------|--------------|-----------------|
| 1 | 7205 | 25 | 52 | 15 | 13 | 16,5 | 23,9 | 17,9 |
| 2 | 7206 | 30 | 62 | 16 | 14 | 17,5 | 29,8 | 22,3 |
| 3 | 209 | 45 | 85 | 19 | — | — | 25,7 | 18,1 |
| 4 | скольжения 63×60 | 63 | прочие размеры приведены в табл. П11 | | | | | |
| 5 | скольжения 80×75 | 80 | прочие размеры приведены в табл. П11 | | | | | |

Изложенные принципы конструирования валов зубчатых передач справедливы и для валов передач других видов – червячных, ременных, цепных. Также в силе остаются рекомендации табл. 44 по назначению величин заплечиков и буртиков, обеспечивающих осевое фиксирование деталей на валу.

После проектного расчета валов прорабатывают конструкцию деталей передач (зубчатых колес, шкивов, звездочек), затем приступают к эскизной компоновке.

7.5 Подбор манжет

Подбор производим с помощью табл. П7 приложения по значениям диаметров d_m . Результаты заносим в таблицу:

| Вал | Размеры манжет, мм | | |
|--------------|--------------------|-------|-----|
| | d_m | D_m | h |
| входной (1) | 40 | 60 | 10 |
| выходной (3) | 70 | 95 | 10 |

7.6 Подбор подшипников

Подбор производим по известному диаметру d_n цапф вала. Для валов редуктора выбираем шариковые радиальные подшипники легкой серии (табл. 8), а для валов открытой передачи – подшипники скольжения (табл. 11). Результаты заносим в таблицу:

| Вал | Номер подшипника | d_n , мм | D , мм | B , мм | c , мм | T_{max} , мм | C_r , кН | C_{or} , кН |
|-----|---------------------|------------|--------------------------------------|----------|----------|----------------|------------|---------------|
| 1 | 208 | 40 | 80 | 18 | — | — | 32,0 | 17,8 |
| 2 | 208 | 40 | 80 | 18 | — | — | 32,0 | 17,8 |
| 3 | 215 | 75 | 130 | 25 | — | — | 66,3 | 41,0 |
| 4 | скольжения 70х60 | 70 | прочие размеры приведены в табл. П11 | | | | | |
| 5 | скольжения 80х75 | 80 | прочие размеры приведены в табл. П11 | | | | | |