

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра механики материалов, конструкций и машин

Р.Н. Узяков, Е.В. Пояркова

# **КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ РЕДУКТОРОВ В КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ**

Методические указания

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника и 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника

Оренбург  
2019

ББК 34.445.я7  
УДК 621.83+621.85 (075.8)  
У 34

Рецензент – профессор, доктор технических наук В.М. Кушнаренко

У 34      **Узяков, Р. Н.**  
Конструирование валов редукторов в курсовом проектировании:  
методические указания / Р.Н. Узяков, Е.В. Пояркова; Оренбургский  
гос. ун-т. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 27 с.

Методические указания предназначены для выполнения расчета и конструирования валов редукторов в курсовых проектах (работах) для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника и 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника. Указания содержат методику расчета и конструирования валов редукторов и весь необходимый справочный материал.

УДК 621.83+621.85 (075.8)  
ББК 34.445.я7

© Узяков Р.Н.,  
Пояркова Е.В., 2019  
© ОГУ, 2019

## Содержание

Введение .....	4
1 Предварительный расчет валов .....	6
2 Конструирование валов .....	10
3 Примеры конструирования валов редуктора .....	12
3.1 Изучение кинематической схемы и выбор базового варианта редуктора .	12
3.2 Расчет и конструирование быстроходного вала .....	14
3.3 Расчет и конструирование тихоходного вала.....	15
3.4 Расчет и конструирование вала-шестерни конического редуктора.....	17
Список использованных источников .....	21
Приложение А. ....	23

*Основной критерий, которому должно соответствовать любое техническое решение – здравый смысл. Решение, несоответствующее основному критерию – заведомо неверно!*

*Р.Н. Узяков*

## **Введение**

Для обеспечения постоянного положения оси вращения зубчатых и червячных колес, шкивов и звездочек их устанавливают на валах.

**Вал** – это деталь, предназначенная для передачи крутящего момента вдоль своей оси и поддержания установленных на нем вращающихся деталей. При работе вал испытывает **изгиб** и **кручение**.

Для изготовления валов используют:

- углеродистые стали: **Ст5; Ст6; 20; 30; 40; 45; 50;**

- легированные стали: **20X, 40X, 40XН, 18X2Н4МА** и др.

Быстроходные валы, работающие в подшипниках скольжения, изготавливают из цементируемых сталей: **12X2Н4А, 18ХГТ, 20Х.**

Выбор материала и термической обработки определяются конструкцией вала, опор и условиями эксплуатации.

Валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим шлифованием посадочных поверхностей.

Если нам поставят задачу сконструировать двухколесное транспортное средство без двигателя для великана, мы **не будем изобретать велосипед**. Мы возьмем стандартный велосипед, увеличим его размеры под великана, и рассчитаем основные элементы по его весу. Аналогично решается задача для лилипута. Точно так же решаются все инженерные задачи. Изучается

предыдущий опыт, выбирается лучший вариант и делается тоже самое, но в соответствии со своими расчетами.

Конструирование валов, как и любой другой детали, начинается с изучения предыдущего опыта:

1. Внимательно изучив кинематическую схему редуктора, необходимо просмотреть **максимальное** количество атласов редукторов [1, 2, 3, и 4], и в них выбрать редукторы, соответствующие кинематической схеме, сделать их ксерокопии, а затем выбрать из них тот, который больше всего нравится – **базовый вариант**. Именно нравится, так как на уровне подсознания, при просмотре атласов редукторов, уже проведен анализ их конструкций.

2. Изучить конструкцию валов и сконструировать точно такие же валы, только в соответствии со своими расчетными размерами. При этом часть технических решений может быть взята из других редукторов, для этого и делаете ксерокопии всех аналогичных редукторов.

Основными критериями работоспособности валов являются **сопротивление усталости и жесткость**, так как разрушение валов в большинстве случаев носит усталостный характер, поэтому **основным является расчет на сопротивление усталости**.

Основными расчетными силовыми факторами являются **крутящие  $T$  и изгибающие  $M$  моменты**. Влияние продольных сил невелико и в большинстве случаев не учитывается.

**Расчет и конструирование валов обычно ведут по трехэтапной схеме:**

**1 этап** – предварительный расчет по пониженным допускаемым напряжениям на кручение;

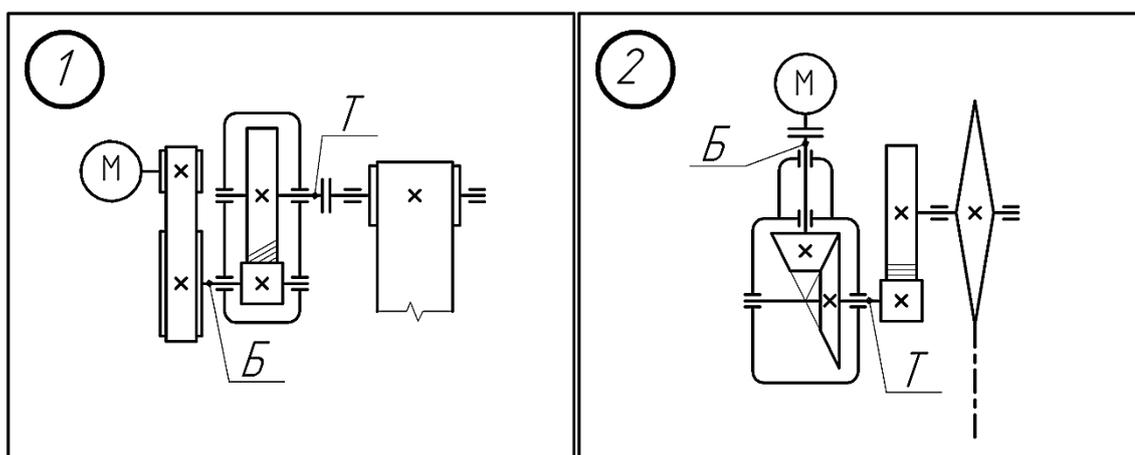
**2 этап** – разработка конструкции вала, обеспечивающей технологичность изготовления и сборки;

**3 этап** – проверочный уточненный расчет вала на сопротивление усталости.

## 1 Предварительный расчет валов

Расчет валов начинают с анализа кинематической схемы привода.

**Например:** Схема 1 (рисунок 1, а) состоит из электродвигателя, открытой клиноременной передачи, цилиндрического косозубого редуктора, муфты и рабочего вала ленточного транспортера с ведущим барабаном. В данной схеме на валы действуют: крутящие моменты, силы, возникающие в цилиндрической косозубой передаче и клиноременной передаче, а также силы реакции опор (подшипников).



а) схема 1

б) схема 2

Рисунок 1 – Кинематические схемы приводов

Схема 2 (рисунок 1, б) состоит из электродвигателя, муфты, прямозубого конического редуктора, открытой цилиндрической зубчатой передачи и рабочего вала цепного конвейера с приводной звездочкой. В данной схеме на валы действуют: крутящие моменты, силы, возникающие в конической прямозубой передаче и открытой зубчатой передаче, а также силы реакции опор (подшипников).

Анализ схем нагружения валов позволяет сделать следующий вывод в соответствии с основным критерием: **валы, на которые действуют силы открытых передач, более нагружены, и их необходимо делать большего**

**диаметра, что практически реализуется применением в предварительном расчете более низкого допускаемого напряжения.**

Исходные данные для расчета валов редуктора – вращающие моменты, выбирают из кинематического расчета силового привода **с соответствующих валов и вводят новые обозначения**: параметры для быстроходного вала обозначают с индексом (Б), параметры для тихоходного вала обозначаются с индексом (Т).

Исходные данные – вращающие моменты,  $H \cdot мм$ :

$$T_B = \quad ; T_T = \quad .$$

На первом этапе при отсутствии данных об изгибающих моментах определяют диаметры выходных концов валов. При этом влияние изгиба, концентрации напряжений и характера нагрузки компенсируют **понижением** допускаемых напряжений на кручение. Диаметры выходных концов  $d$ , мм, рассчитывают по формуле:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]_K}} , \quad (1)$$

где  $T$  – крутящий момент,  $H \cdot мм$ ;

$d$  – расчетный диаметр вала, мм;

$[\tau]_K = 15 МПа ( Н / мм^2 )$  – пониженное допускаемое напряжение на кручение для выходных концов валов с элементами открытых передач (в схеме 1 (рисунок 1, а) для быстроходного вала цилиндрического редуктора со шкивом ременной передачи; в схеме 2 (рисунок 1, б) для тихоходного вала конического редуктора с шестерней открытой цилиндрической передачи);

$[\tau]_K = 25 МПа ( Н / мм^2 )$  – пониженное допускаемое напряжение на кручение для выходных концов с муфтами (в схеме 1 (рисунок 1, а) для

тихоходного вала цилиндрического редуктора; в схеме 2 (рисунок 1, б) для быстроходного вала конического редуктора).

**Полученное значение округляют до ближайшего стандартного диаметра (таблица А.1 приложение А).**

Стандартные муфты позволяют соединять валы, отличающиеся по диаметру не более, чем на 20 %. Диаметр вала электродвигателя известен, и его менять нельзя. Поэтому для использования стандартной муфты в схеме 2 (рисунок 1, б) необходимо согласовать проектируемый быстроходный вал редуктора  $d_B$ , мм, с валом электродвигателя по формуле:

$$d_B = (0,8...1,2) \cdot d_{эд} \quad (2)$$

где  $d_{эд}$  – диаметр вала электродвигателя, мм.

В данном диапазоне принимают стандартный диаметр вала. Если полученный по формуле (1) диаметр значительно меньше диаметра вала электродвигателя, принимают меньшее из стандартных значений, лежащих в диапазоне – формула (2). Если же полученный по формуле (1) диаметр больше диапазона – формула (2), принимают его расчетное значение, округленное до стандартного, (таблица А.1 приложение А) и используют не стандартную муфту.

Быстроходный вал – схема 1 (рисунок 1, а) цилиндрического косозубого редуктора является тихоходным валом открытой клиноременной передачи и передает больший момент, чем вал электродвигателя, и, следовательно, должен быть больше вала электродвигателя. Его диаметр –  $d$ , мм, принимают из диапазона по формуле:

$$d_B = (0,8...1,2) \cdot d_{эд} \cdot \sqrt[3]{u_{ременной}} \quad (3)$$

где  $d_{эд}$  – диаметр вала электродвигателя, мм;

$u_{ременной}$  – передаточное число ременной передачи.

Одновременно быстроходный вал редуктора должен быть меньше тихоходного вала редуктора, так как он передает меньший вращающий момент. Поэтому при расчете валов редуктора в схемах привода, где в качестве быстроходной ступени используется ременная передача, сначала рассчитывают тихоходный вал по формуле (1). Затем рассчитывают быстроходный вал по формуле (1), и только потом из диапазона – формула (3), выбирают такое стандартное значение диаметра ([таблица А.1](#) приложение А) быстроходного вала, которое соответствует условию:

$$d_{\text{эо}} \leq d_B \leq d_T \quad (4)$$

Выходные присоединительные концы валов регламентированы по ГОСТ 12080-66 [5], поэтому диаметр и длину этого участка вала принимают стандартные ([таблица А.1](#) приложение А).

## 2 Конструирование валов

Наиболее технологичные в сборке – распространенные сейчас ступенчатые валы.

Для уменьшения концентрации напряжения разность диаметров между соседними ступенями делают незначительной от 3 до 5 мм, а для валов больших диаметров ( $d \geq 50$  мм) до 10 мм. Меньше 3 мм разность диаметров делать нельзя, так как на валу и на сопрягаемой детали делаются фаски, и в этом случае детали в осевом направлении будут опираться не торцовыми поверхностями, а фасками. В этом случае будет невозможно точно установить детали в осевом направлении.

Разность диаметров соседних участков должна соответствовать условию:

$$\frac{(D-d)}{2} \geq r + 2; \quad \frac{(D-d)}{2} \geq c + 2, \quad (5)$$

где  $d$  – меньший диаметр сопряженного участка вала, мм;

$D$  – больший диаметр сопряженного участка вала, мм;

$r$  – радиус скругления устанавливаемой на диаметр  $d$  детали, мм;

$c$  – размер фаски устанавливаемой на диаметр  $d$  детали, мм.

Радиус галтели между сопряженными участками вала –  $r$  мм, принимают равным:

$$r = 0,4 \cdot (D - d), \quad (6)$$

но не больше радиуса или размера фаски, устанавливаемой на этом месте детали.

На выходных концах вала и на участках, где устанавливаются зубчатые или червячные колеса, делается шпоночный паз. Сечения шпонок выбирают стандартные в зависимости от диаметров вала ([таблица А.2](#) приложение А). Длину шпонок выбирают стандартную ([таблица А.2](#) приложение А) от 2 до 12 мм меньше, чем длина данного участка вала.

Длина выходного участка вала стандартная ([таблица А.1](#) приложение А),  
**а длина всех остальных участков определяется только по компоновке редуктора.**

### 3 Примеры конструирования валов редуктора

#### 3.1 Изучение кинематической схемы и выбор базового варианта редуктора

Редуктор цилиндрический одноступенчатый горизонтальный (косозубый) (рисунок 2).

На быстроходном валу установлена муфта, следовательно, пониженное допускаемое напряжение на кручение –  $[\tau]_K = 25 \text{ МПа} \text{ ( Н / мм}^2 \text{ )}$ .

На тихоходном валу установлена шестерня открытой цилиндрической передачи, следовательно, в этом случае пониженное допускаемое напряжение на кручение –  $[\tau]_K = 15 \text{ МПа} \text{ ( Н / мм}^2 \text{ )}$ .

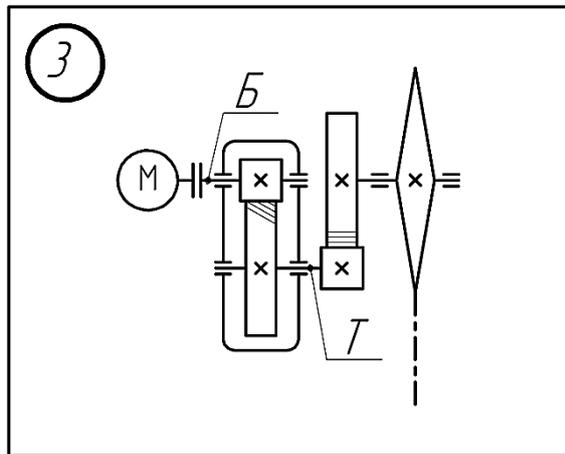


Рисунок 2 – Схема 3 для примера расчета валов

Исходные данные – вращающие моменты:

$$T_B = 130000 \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad T_T = 500000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Находим аналогичный редуктор в атласах редукторов – **базовый вариант** (рисунок 3).

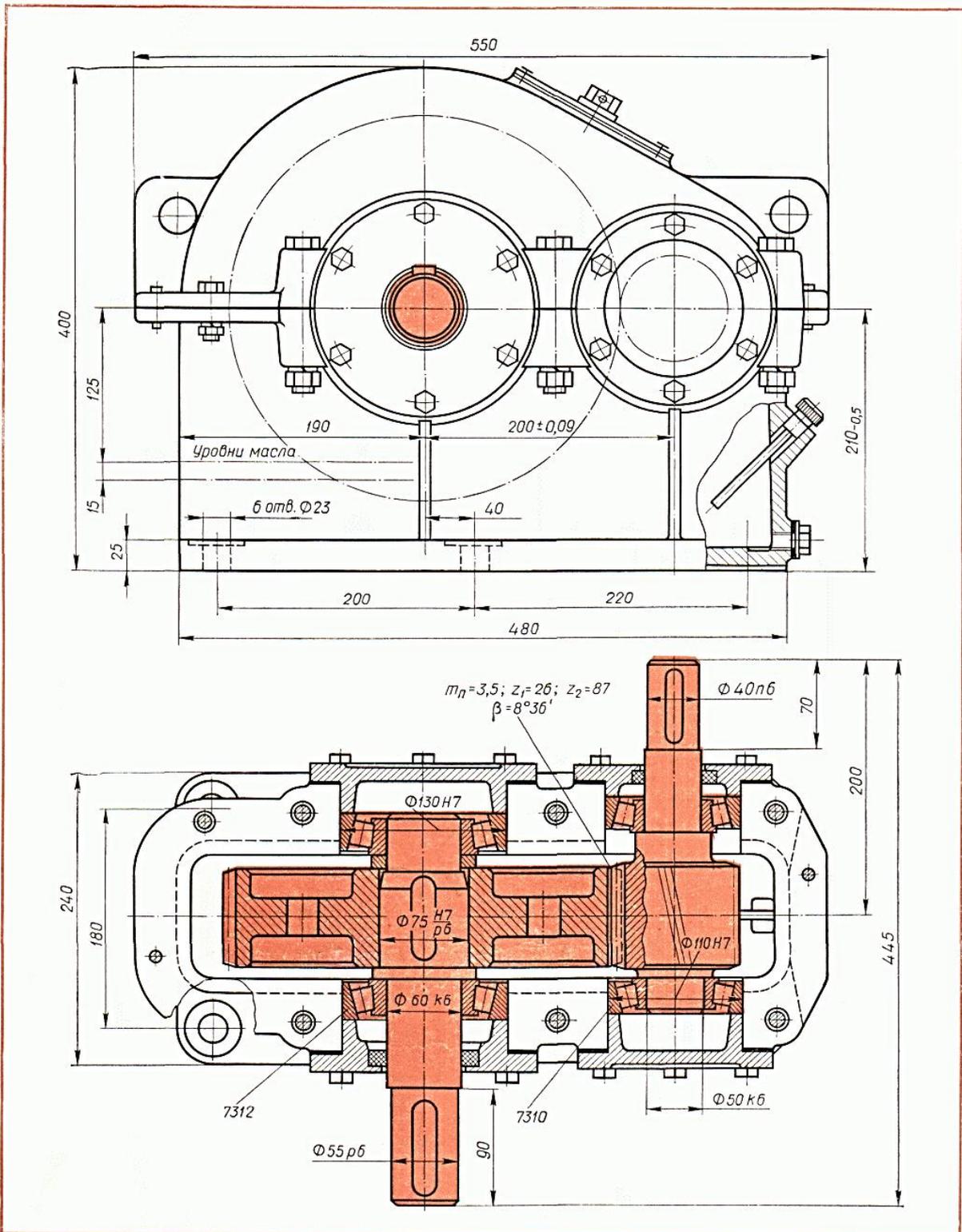


Рисунок 3 – Базовый вариант редуктора [2]

### 3.2 Расчет и конструирование быстроходного вала

Определяем диаметр выходного конца быстроходного вала:

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]_K}} = \sqrt[3]{\frac{130000 \text{ Н} \cdot \text{мм}}{0,2 \cdot 25 \text{ Н} / \text{мм}^2}} = 29,62 \text{ мм}.$$

Диаметр вала электродвигателя АИР160М8 равен 48мм. Тогда по формуле (2):

$$d_B \geq 0,8 \cdot d_{\text{эд}} = 0,8 \cdot 48 = 38,4 \text{ мм}.$$

По [таблице А.1](#) (приложение А) принимаем:  $d_B = 40 \text{ мм}$ ,  $l_B = 82 \text{ мм}$ .

На следующем за ним участке вала установлен подшипник (рисунки 3 и 4). Диаметр под подшипник –  $d_{II}$  делаем на 3...5 мм больше диаметра выходного конца  $d_{II} = d_B + (3...5) \text{ мм}$ , а для валов более 50 мм добавляем 5...10 мм. В этом диапазоне выбираем диаметр  $d_{II} = 45 \text{ мм}$ , кратный 5 мм, это связано с тем, что все внутренние размеры подшипников, начиная с 20 мм, кратны 5 мм. Далее идет диаметр заплечика –  $d_3$ , в который упирается торец подшипника для фиксации вала в осевом направлении. Принимаем  $d_3 = d_{II} + 5(10) \text{ мм}$ . В данном случае увеличили диаметр на 10 мм, так как радиус на внутреннем кольце подшипника (предварительно рассматриваем подшипники средней серии) 7308 равен 2,5 мм, а при разнице диаметров в 5 мм подшипник будет опираться в заплечик не торцовой поверхностью, а радиусом, следовательно,  $d_3 = 55 \text{ мм}$ . Вычерчиваем шестерню в соответствии с размерами, полученными в расчете закрытой передачи ( $d_1$ ;  $d_{a1}$ ;  $d_{f1}$ ;  $b_1$ ). Длину участка вала под правым подшипником принимаем равной или больше ширины подшипника  $l_{II} = T(B) + (0...3) \text{ мм}$  и принимаем стандартной по ГОСТ 6636-69 [6] ([таблица А.3](#) приложение А).

Длину всех остальных участков вала принимаем конструктивно по компоновке редуктора.

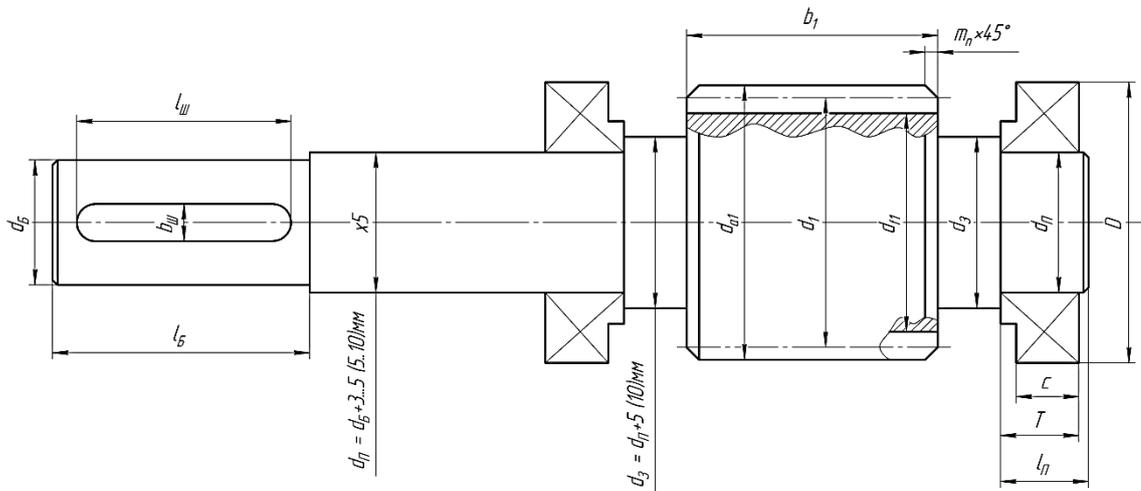


Рисунок 4 – Быстроходный вал-шестерня

Конструкция быстроходного вала **червячного редуктора** аналогична, только вместо шестерни вычерчивается **червяк** по размерам, полученным в расчете червячной передачи ( $d_1$ ;  $d_{a1}$ ;  $d_{f1}$ ;  $b_1$ ).

Если  $d_{f1} \leq d_3$ , смотри [1] стр. 169...171.

Если  $d_{f1}$  значительно больше  $d_3$ , шестерня изготавливается отдельно от вала, смотри [7] стр. 229, при этом конструкция быстроходного вала аналогична конструкции тихоходного вала (рисунок 5).

### 3.3 Расчет и конструирование тихоходного вала

Определяем диаметр выходного конца тихоходного вала:

$$d_T \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]_K}} = \sqrt[3]{\frac{500000 \text{ Н} \cdot \text{мм}}{0,2 \cdot 15 \text{ Н} / \text{мм}^2}} = 55,03 \text{ мм}.$$

По [таблице А.1](#) (приложение А) принимаем:  $d_T = 55 \text{ мм}$ ,  $l_T = 82 \text{ мм}$ .

На следующем за ним участке вала установлен подшипник (рисунки 3 и 5). Диаметр под подшипник –  $d_{II}$  для валов свыше 50 мм делаем на 5...10 мм больше диаметра выходного конца  $d_{II} = d_T + (5...10)мм$ . В этом диапазоне выбираем диаметр  $d_{II} = 60 мм$ , кратный 5 мм, это связано с тем, что все внутренние размеры подшипников, начиная с 20 мм, кратны 5 мм. Далее идет диаметр под ступицу зубчатого колеса –  $d_C$ , принимаем  $d_C = d_{II} + 5мм$ . В данном случае увеличили диаметр только на 5 мм, с целью уменьшения концентрации напряжений. Следующий участок вала – упорный буртик. Диаметр упорного буртика –  $d_{вб} = d_C + 10(5)мм$ . Прибавляем 10 мм при условии, что обеспечивается демонтаж подшипника за внутреннее кольцо. В противном случае прибавляем 5 мм или делаем дополнительную ступень вала после упорного буртика. Предварительно рассматриваем подшипники средней серии, в данном случае подшипник 7312. Длину участка вала под ступицу колеса принимаем на 2 мм меньше ширины ступицы (предварительно ширину ступицы принимаем равной ширине зубчатого колеса)  $l_C = b_2 - 2мм$ . Длину участка вала под правым подшипником принимаем равной или больше ширины подшипника  $l_{II} = T(B) + (0...3)мм$  и принимаем стандартной по ГОСТ 6636-69 [6] ([таблица А.3](#) приложение А).

**Длину всех остальных участков вала принимаем конструктивно по компоновке редуктора.**

**Конструкция тихоходного вала червячного редуктора абсолютно аналогична.**

Конструкция тихоходного вала **конического редуктора аналогична**, только длина упорного буртика делается в 1,5...2 раза больше длины участка вала под ступицу  $l_C$ .



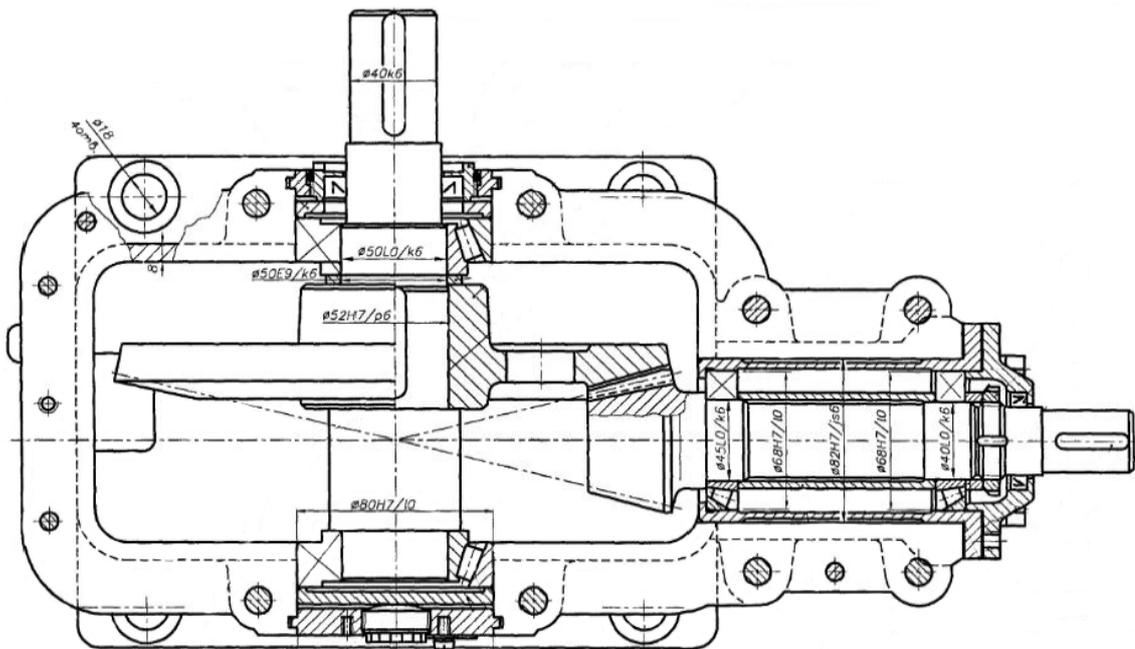


Рисунок 6 – Конический редуктор [4]. Быстроходный вал установлен в распор.

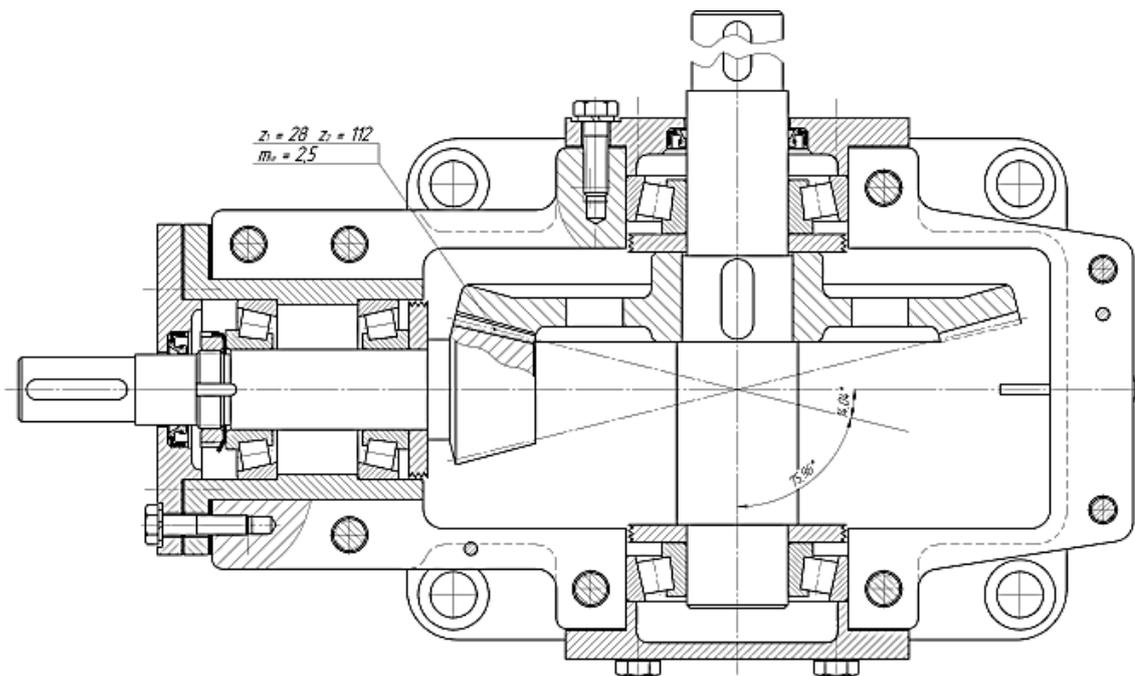


Рисунок 6 – Конический редуктор. Быстроходный вал установлен в растяжку.

Рассмотрим пример конструирования быстроходного вала конического редуктора, установленного в растяжку.

Допустим, что размеры выходного конца быстроходного вала  $d_B = 32 \text{ мм}$ ,  $l_B = 80 \text{ мм}$  ([таблица А.1](#) приложение А).

На следующем за ним участке вала установлено манжетное уплотнение. Диаметр под манжетное уплотнение –  $d_M$  делаем на 3...5 мм больше выходного конца  $d_M = 35...37 \text{ мм}$ . В этом диапазоне выбираем диаметр  $d_M = 35 \text{ мм}$ , в соответствии с размером внутреннего диаметра манжеты по ГОСТ 8752-79 [8] ([таблица А.4](#) приложение А). Далее идет резьба под шлицевую гайку по ГОСТ 11871-88 [9] ([таблица А.5](#) приложение А). Принимаем резьбу таким образом, чтобы при ее нарезании не повреждалась поверхность под манжету. Для этого разность диаметра резьбы и смежного участка вала должна быть больше шага резьбы. Например, в таблице имеются резьбы М36×1,5, М39×1,5, М42×1,5. Первая не подойдет потому, что  $36 - 35 = 1 \leq 1,5$ , последняя – вследствие большой разности диаметров соседних участков. Поэтому принимаем резьбу М39×1,5. Диаметр под подшипники принимаем  $d_{II} = 40 \text{ мм}$  – ближайший больший размер, кратный 5 мм, это связано с тем, что внутренние размеры подшипников, начиная с 20 мм, кратны 5 мм. Диаметр между подшипниками имеет тот же диаметр, но только допуск  $f8$ , что позволит свободно перемещать подшипник до посадочного места. Далее идет диаметр заплечика –  $d_3$ , в который упирается торец подшипника для фиксации вала в осевом направлении, принимаем  $d_3 = d_{II} + 10 \text{ мм} = 40 + 10 = 50 \text{ мм}$ . В данном случае увеличили диаметр на 10 мм, так как радиус на внутреннем кольце подшипника равен 2,5 мм, и при разнице диаметров в 5 мм подшипник будет опираться в заплечик не торцовой поверхностью, а радиусом. Дальше вычерчиваем шестерню в соответствии с размерами, полученными в расчете закрытой передачи. Ориентировочно можно принимать расстояние между торцами наружных колец подшипников  $L = (2...3) \cdot l$ , где  $l$  – расстояние от точки приложения сил, возникающих в

зацеплении, (середины зубчатого венца шестерни) до торца наружного кольца подшипника.

Длина выходного конца вала стандартная. **Длина всех остальных участков вала принимается конструктивно по компоновке редуктора.**

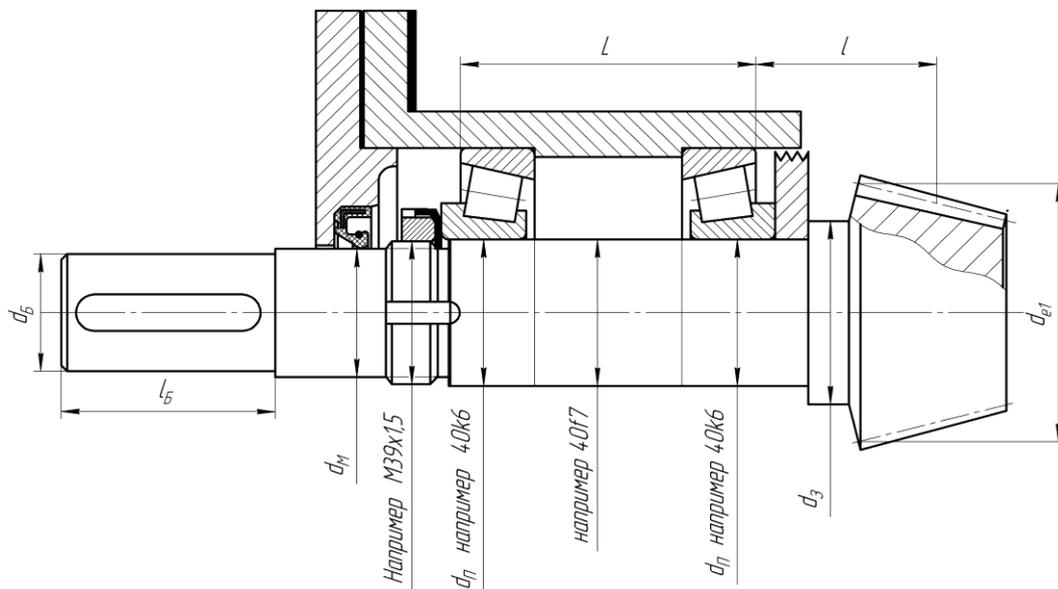


Рисунок 7 – Вал-шестерня коническая

## Список использованных источников

1. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие. Изд-е 2-е. перераб. И дополн. – Калининград: Янтар. сказ, 2002. – 454 с.: ил., черт. – Б. ц.
2. Цехнович, Л.И. Атлас конструкций редукторов: учеб. пособие для технических вузов / Л.И. Цехнович, И.П. Петриченко.– 2-е изд., перераб. и доп. – Киев.: Выща школа, 1990. – 150 с.: ил. ISBN 5-11- 002156-2.
3. Решетов, Д.Н. Детали машин: Атлас конструкций: учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. В 2-х ч. / Б.А. Байков, В.Н. Богачев, А.В. Буланже и др.: Под общ. ред. д-ра техн. наук проф. Д.Н. Решетова. – 5-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. - 352 с.: ил. ISBN 5-217-01507-1.
4. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование: справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр.: – М.: Высш. Шк., 2005. – 309 с.: ил. ISBN 5-06-004806-3.
5. ГОСТ 12080-66. (СТ СЭВ 537-77) Концы валов цилиндрические. Основные размеры, допускаемые крутящие моменты. – Введ. 1967–01–01. – М.: Изд-во стандартов, 1994. – 17 с.
6. ГОСТ 6636-69 Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры. – Введ. 1982–07–21. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 6 с.
7. Чернавский, С.А. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: ИНФРА-М, 2014. – 414 с.; ил. ISBN 978-5-16-004336-4.
8. ГОСТ 8752-79. Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия. – Введ. 1981–01–01. – М.: Изд-во стандартов, 1981.– 38 с.
9. ГОСТ 11871-88. Гайки круглые шлицевые класса точности А. Технические условия. – Введ. 1989–01–01. – М.: Изд-во стандартов, 2006. – 7 с.
10. ГОСТ 23360-78. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки. – Введ. 1980–01–01. – М.: Изд-во стандартов, 1993. – 17 с.

11. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с. ISBN 5-7695-1041-2.

12. Решетов, Д.Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.: ил. ISBN 5-217-00335-9.

13. Кушнарченко, В.М. Лабораторный практикум по прикладной механике / В.М. Кушнарченко, Ю.А. Чирков, Р.Н. Узяков, В.Г. Ставищенко; Оренбург: ОГУ, 2012. - 149 с.: ил.

## Приложение А

### «справочное»

Таблица А.1 – Основные размеры цилиндрических концов валов (по ГОСТ 12080-66 [5] с сокращениями)

В миллиметрах

Диаметр $d$		Длина $l$		$r$	$c$
ряд		исполнение			
1-й	2-й	1	2		
10, 11	–	23	20	0,6	0,4
12, 14	–	30	25	1,0	0,6
16, 18	19	40	28	1,0	0,6
20, 22	24	50	36	1,6	1,0
25, 28	–	60	42	1,6	1,0
32, 36	30, 35, 38	80	58	2,0	1,6
40, 45	42, 48	110	82	2,0	1,6
50, 55	52, 56	110	82	2,5	2,0
60, 70	63, 65, 71, 75	140	105	2,5	2,0
80, 90	85, 95	170	130	3,0	2,5
100, 110, 125	120	210	165	3,0	2,5
140	130, 150	250	200	4,0	3,0
160, 180	170	300	240	4,0	3,0
200, 220	190	350	280	5,0	4,0
250	240, 260	410	330	5,0	4,0
280, 320	300	470	380	5,0	4,0

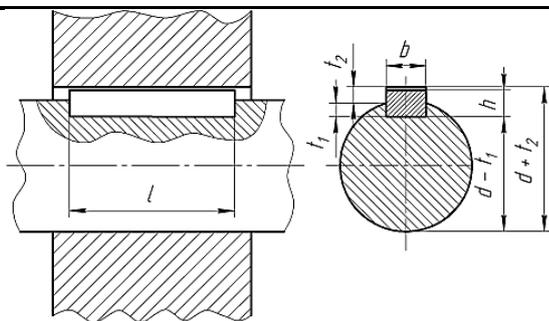
**Примечания**

1 Концы валов изготавливают двух исполнений: 1 – длинные; 2 – короткие.

2 У основания свободного конца вала допускается наличие технологической канавки для выхода шлифовального круга по ГОСТ 8820.

Таблица А.2 – Шпонки призматические (по ГОСТ 23360-78 [10], с сокращениями)

В миллиметрах



Диаметр вала $d$	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза		Фаска $s \times 45^\circ$
		Вала $t_1$	Втулки $t_2$	
Св. 10 до 12	4 × 4	2,5	1,8	0,08-0,16
Св. 12 до 17	5 × 5	3,0	2,3	0,16-0,25
Св. 17 до 22	6 × 6	3,5	2,8	
Св. 22 до 30	8 × 7	4,0	3,3	
Св. 30 до 38	10 × 8	5,0	3,3	0,25-0,40
Св. 38 до 44	12 × 8	5,0	3,3	
Св. 44 до 50	14 × 9	5,5	3,8	
Св. 50 до 58	16 × 10	6,0	4,3	
Св. 58 до 65	18 × 11	7,0	4,4	
Св. 65 до 75	20 × 12	7,5	4,9	0,4,-0,60
Св. 75 до 85	22 × 14	9,0	5,4	
Св. 85 до 95	25 × 14	9,0	5,4	
Св. 95 до 110	28 × 16	10,0	6,4	

**Примечания**

1 Длину шпонки выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200...(до 500).

2 Материал шпонок – сталь чистотянутая с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МПа.

3 Примеры условного обозначения шпонок:

Исполнение 1, Сечение шпонки  $b \times h = 20 \times 12$ , длина 90 мм:

*Шпонка 20 × 12 × 90 ГОСТ 23360-78*

Таблица А.3 – Нормальные линейные размеры (ГОСТ6636-69 [6] с сокращениями)

Ряды				Дополни- тельные размеры	Ряды				Дополни- тельные размеры
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40		Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	
16	16	16	16	16,5	63	63	63	63	65
			17	17,5				67	70
		18	18	18,5			71	71	73
			19	19,5				75	78
	20	20	20	20,5		80	80	80	82
			21	21,5				85	88
		22	22	23			90	90	92
			24					95	98
25	25	25	25		100	100	100	100	102
			26	27				105	108
		28	28	29			110	110	112
			30	31				120	115
	32	32	32	33		125	125	125	118
			34	35				130	135
		36	36	37			140	140	145
			38	39				150	155
40	40	40	40	41	160	160	160	160	165
			42	44				170	175
		45	45	46			180	180	185
			48	49				190	195
	50	50	50	52		200	200	200	205
			53	55				210	215
		56	56	58			220	220	230
			60	62				240	

**П р и м е ч а н и я**

- 1 Настоящий стандарт устанавливает ряды нормальных линейных размеров (диаметров, длин, высот и др.) в интервале 0,001÷20000 мм.
- 2 При выборе размеров предпочтение должно отдаваться рядам с более крупной градацией размеров (ряд Ra5 следует предпочитать ряду Ra10; Ra10 ряду Ra20; ряд Ra20 – ряду Ra40).
- 3 Дополнительные размеры допускается применять лишь в отдельных, технически обоснованных случаях.

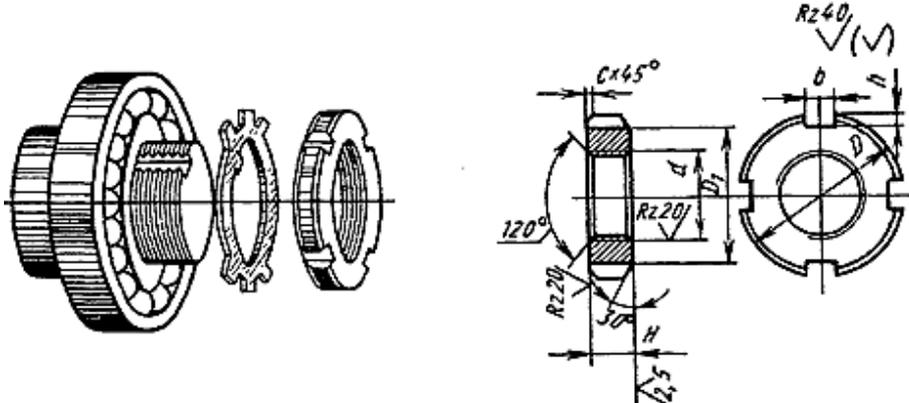
Таблица А.4 – Манжеты резиновые армированные (по ГОСТ8752-79 [8] с сокращениями)

В миллиметрах

		d	D	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>
<p><i>Тип I</i></p> <p><i>Тип II с пыльничком</i></p>	10; 11	26	7	–	
	12; 13; 14	28			
	15; 16	30			
	17	32			
	18; 19	35			
	20; 21; 22	40			10
	24	41			
	25	42			
	26	45			
	30; 32	52			
	35; 36; 38	58			
	40	60			
	42	62			
	45	65			
	48; 50	70			
	52	75	12	16	
	55; 56; 58	80			
	60	85			
	63; 65	90			
	70; 71	95			
	75	100			
	80	105			
85	110				
90; 95	120				
100	125				

Таблица А.5 – Гайки круглые шлицевые (ГОСТ 11871-88 [9] )

В миллиметрах



d	Шаг резьбы	D	D <sub>1</sub>	c	H	b	h			
10	1,25	22	15	0,6	8	4	2,0			
12	1,25	26	18							
14	1,5	28	20							
16		30	22	1,0						
18		32	24							
20		34	27	1,0	10	5	2,5			
22		38	30							
24		42	34							
27		45	34							
30		48	39							
33		52	42							
36		55	48	1,0	12	8	4			
39	60	48								
42	65	56	1,6	15	10	5				
45	70	56								
48	75	64								
52	80	64								
56	85	72								
60	90	72								
64	95	80								
68	2	100					80	18	12	6
72		105					90			
76		110					90			
80		115	100							
85		120	105							
90		125	110							
96		130	110							
100		135	120							

Пример обозначения гайки нормальной точности с диаметром d = 39 мм, с шагом резьбы 1,5 мм, с полем допуска 6H, из стали 35X, с покрытием 01 толщиной 9 мкм:  
*Гайка M39 × 1,5, 6H.35X.019 ГОСТ 11871-88*