

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

# ДЕТАЛИ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ, РОБОТОВ И ИХ КОНСТРУИРОВАНИЕ

*Методические рекомендации к практическим занятиям для  
студентов направления подготовки 15.03.06 «Мехатроника  
и робототехника» дневной формы обучения*

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета  
<http://e.biblio.bru.by/>



Могилев 2018

УДК 621.865.8  
ББК 32.816  
Д 38

Рекомендовано к изданию  
учебно-методическим отделом  
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «20» декабря 2017 г.,  
протокол № 5

Составители: д-р техн. наук, проф. М. Е. Лустенков;  
Е. С. Лустенкова

Рецензент канд. техн. наук, доц. С. Н. Хатетовский

Предназначены для выполнения практических занятий студентами направ-  
ления подготовки 15.03.06 «Мехатроника и робототехника».

Учебно-методическое издание

## ДЕТАЛИ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ, РОБОТОВ И ИХ КОНСТРУИРОВАНИЕ

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Технический редактор	А. Т. Червинская
Компьютерная верстка	Е. С. Лустенкова

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 21 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«Белорусско-Российский университет».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/156 от 24.01.2014.  
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский  
университет», 2018



## Содержание

Введение.....	4
1 Проектирование прессовых соединений (соединений с натягом)...	5
1.1 Краткие теоретические сведения.....	5
1.2 Пример решения задачи.....	8
1.3 Задания для самостоятельного решения.....	12
Список литературы.....	13
Приложение А.....	14



## Введение

Важность курса «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование» обусловлена тем, что он направлен на проектирование механической составляющей роботов и робототехнических комплексов и содержит комплексную информацию, включающую сведения из многих инженерно-технических дисциплин. Курс является базой для дальнейшего изучения специальных дисциплин. Специфика подготовки студентов направления 15.03.06 «Мехатроника и робототехника» связана с изучением современных робототехнических комплексов, станков, обрабатывающих центров и другого технологического оборудования для их производства. Особая роль при этом отводится практическим занятиям. Проектирование должно обеспечивать высокое качество, надежность и точность. Наличие навыков практических расчетов деталей и узлов оборудования позволяет решать конкретные производственные задачи, сопоставлять различные варианты конструкций и выбирать оптимальные. Применение полученных теоретических сведений на практике повышает качество усвоения лекционного материала.

В настоящее время существует достаточное количество систем автоматизированного проектирования, однако специалист в области робототехники должен владеть основами инженерных расчетов для того, чтобы правильно сформулировать задачи, выбрать необходимые параметры из множества, указать и оценить адекватность результатов машинных вычислений.

Для решения задач по расчету и проектированию деталей мехатронных модулей и роботов следует обращаться к справочной литературе. В данных рекомендациях приведен весь необходимый справочный материал для решения задач. Студентам предлагается для вычислений использовать компьютерную технику и пакеты математических программ.

Перед началом занятий рекомендуется изучить материалы, приведенные в разделе «Краткие теоретические сведения», и ответить на контрольные вопросы. Для подготовки к ответам можно использовать теоретические данные из [1] и [2]. Затем рекомендуется изучить самостоятельно или с преподавателем пример. Задачи для самостоятельного решения позволяют закрепить пройденный материал.

В данных методических рекомендациях приведены расчеты соединений с натягом (прессовых соединений). Для изучения других тем практических занятий следует использовать [3].

# 1 Проектирование прессовых соединений (соединений с натягом)

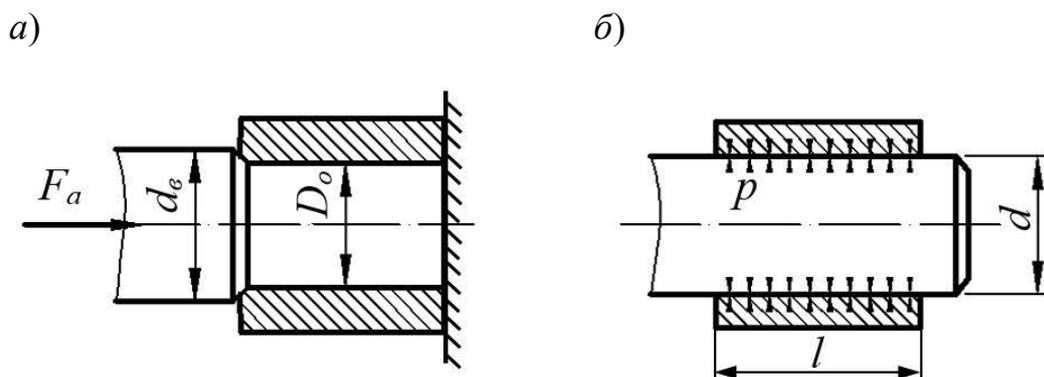
## Контрольные вопросы

- 1 Что называют натягом?
- 2 Каковы преимущества и недостатки прессовых соединений?
- 3 Назовите способы сборки прессовых соединений.
- 4 Запишите условие прочности соединения с натягом.
- 5 Что является практической задачей расчета прессового соединения?
- 6 Назовите способы повышения сопротивления усталости соединений с натягом.

### 1.1 Краткие теоретические сведения

Соединения деталей с натягом – неразъемные (некоторые допускают разборку), образуемые за счет натяга и сил трения.

Натягом  $N$  называют положительную разность диаметров вала  $d_e$  и отверстия  $D_o$  соединяемых деталей:  $N = d_e - D_o > 0$  (рисунок 1.1, а). После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр  $d$  посадочных поверхностей становится общим. При этом на поверхности посадки возникают удельное давление  $p$  и соответствующие ему силы трения. Силы трения обеспечивают неподвижность соединения и позволяют воспринимать крутящие, осевые нагрузки и изгибающий момент.



а – перед запрессовкой; б – после запрессовки

Рисунок 1.1 – Образование соединения с натягом

Преимуществами являются: простота конструкции; отсутствие дополнительных деталей; технологичность; хорошее центрирование соединяемых деталей.

К недостаткам соединений относят: зависимость нагрузочной способности соединения от ряда факторов, трудно поддающихся учету: широкого рассеивания значений коэффициента трения и натяга, влияния рабочих температур на

прочность соединения и т. д.; наличие высоких сборочных напряжений в деталях и уменьшение их сопротивления усталости вследствие концентрации давлений у краев отверстия; высокие требования к точности изготовления соединяемых поверхностей и их шероховатости.

Основной характеристикой прессового соединения является его нагрузочная способность.

Нагрузочная способность соединения прежде всего зависит от натяга, величину которого устанавливают в соответствии с нагрузкой. Практически натяг очень мал, измеряется микрометрами и не может быть выполнен точно. Погрешности изготовления приводят к рассеиванию натяга, а следовательно, и нагрузочной способности соединения. Рассеивание натяга регламентируется стандартом допусков и посадок.

Существуют следующие способы сборки: простое прессование; нагрев втулки; охлаждение вала; одновременные нагрев втулки и охлаждение вала.

Условия прочности соединений с натягом зависят от вида его нагружения и геометрии соединяемых деталей. Если действуют крутящий момент  $T$  и осевая сила  $F_a$ ,

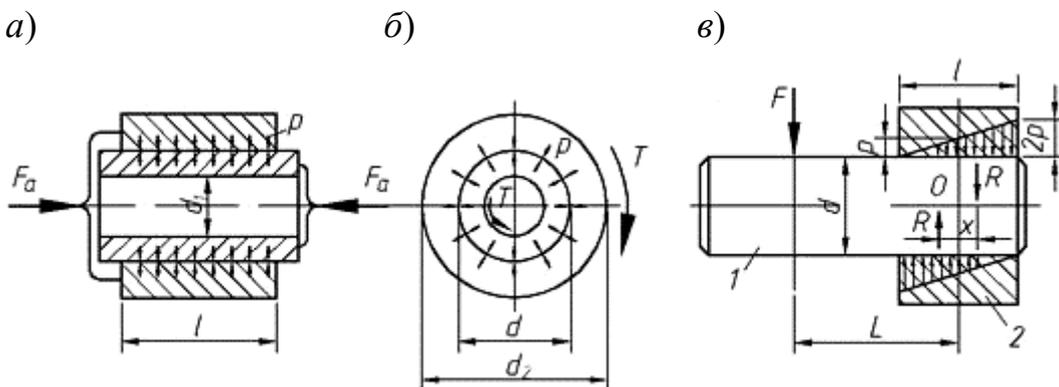
$$K \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot T^2}{d^2} + F_a^2} \leq f \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l, \quad (1.1)$$

где  $p$  – давление на поверхность контакта;  
 $K$  – коэффициент запаса;  
 $f$  – коэффициент трения в соединении;  
 $l$  – длина соединения.

Если действует изгибающий момент,

$$M \leq 0,2 \cdot p \cdot l^2 \cdot d, \quad (1.2)$$

где  $M$  – изгибающий момент ( $M = F \cdot L$ , см. рисунок 1.2, в).



$a, б$  – при нагружении его осевой силой и крутящим моментом;  $в$  – при нагружении его изгибающим моментом

Рисунок 1.2 – Расчетная схема прессового соединения

Практической задачей расчета соединения является определение расчетного натяга и подбор по таблицам соответствующей посадки.

По теории расчета толстостенных цилиндров удельное давление на поверхности контакта связано с натягом зависимостью

$$p = \frac{N}{d \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (1.3)$$

где  $N$  – расчетный натяг;

$C_1$  и  $C_2$  – коэффициенты;

$E_1$  и  $E_2$  – модули упругости материалов соединяемых деталей (вала и втулки).

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \quad (1.4)$$

где  $\mu_1$  и  $\mu_2$  – коэффициенты Пуассона материалов соединяемых деталей (вала и втулки).

Применение вероятностных расчетов позволяет существенно повысить допускаемые нагрузки при малой вероятности отказов. В условиях массового производства это дает большой экономический эффект.

На торцах деталей при запрессовке повышается концентрация напряжений. Ее количественно характеризует коэффициент  $K_\sigma$  (рисунок 1.3, а). Для повышения сопротивления усталости соединений с натягом либо уменьшают длину вала (рисунок 1.3, б), либо снижают жесткость торцов втулки (рисунок 1.3, в).

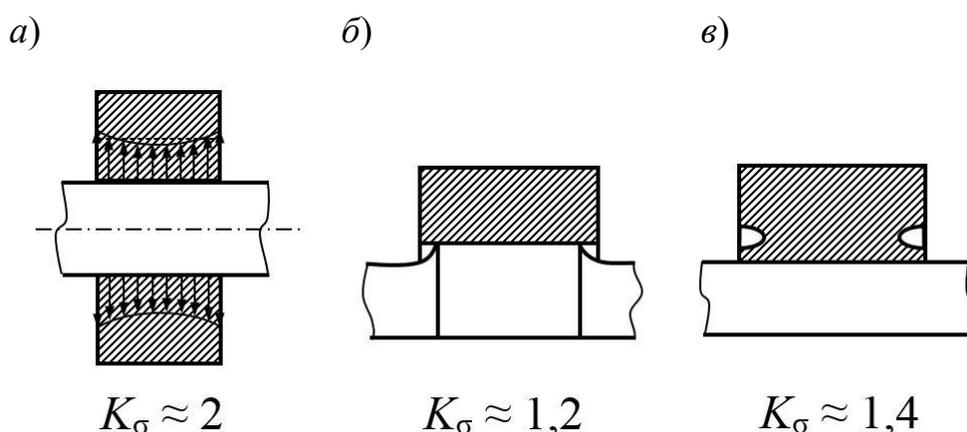


Рисунок 1.3 – Способы уменьшения концентрации напряжений в прессовых соединениях

Если условие прочности прессовых соединений не соблюдается, а увеличить геометрические размеры нет возможности, то соединение усиливают шпонкой.

## 1.2 Пример решения задачи

### 1.2.1 Исходные данные

Подобрать посадку, обеспечивающую соединение зубчатого колеса с тихоходным валом редуктора. Из энерго-кинематического расчета известно, что соединение нагружено моментом  $T = 873,5$  Н·м. Из расчета зубчатой передачи установлено, что соединение также нагружено осевой силой  $F_a = 1822$  Н. Диаметр соединения  $d = 68$  мм, вал сплошной ( $d_1 = 0$  мм), длина посадочной поверхности  $l = 58$  мм. Колесо изготовлено из стали 40Х с улучшением до твердости поверхности 230...260 НВ ( $\sigma_{T1} = 550$  МПа), вал изготовлен из стали 45 с улучшением до твердости поверхности 200...220 НВ ( $\sigma_{T2} = 450$  МПа). Шероховатости поверхностей вала и отверстия  $R_{z1} = R_{z2} = 6,3$  мкм (чистовое точение), сборка осуществляется прессованием. Средняя рабочая температура редуктора, где установлены соединяемые детали, 60 °С.

### 1.2.2 Расчет соединения с натягом

1 Определяем коэффициент трения по таблице 1.1. Принимаем  $f = 0,08$ .

Таблица 1.1 – Коэффициенты трения для прессовых соединений

Вид соединяемых материалов	Способ сборки	
	Прессованием	Нагревом втулки*
Сталь – сталь	0,07...0,09	0,16...0,20
Сталь – чугун	0,06...0,08	0,11...0,13
Сталь (чугун) – бронза (латунь)	0,05...0,07	0,07...0,10
<i>Примечание</i> – * – при сборке охлаждением значения увеличивают на 10 %		

2 Принимаем коэффициент запаса из диапазона  $K = 1,5...2$  [1]. Меньшее значение принимают для неподвижных соединений, большее – для соединений, нагруженных циклически изменяющимися силами. Принимаем  $K = 2$ .

3 Определяем давление  $p$ , обеспечивающее передачу заданной нагрузки, выразив его из условия прочности. Преобразовав формулу (1.1), получаем

$$\begin{aligned}
 p &\geq \frac{K}{f \cdot \pi \cdot d \cdot l} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot T^2}{d^2} + F_a^2} = \\
 &= \frac{2}{0,08 \cdot 3,14 \cdot 68 \cdot 10^{-3} \cdot 58 \cdot 10^{-3}} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 873,5^2}{(68 \cdot 10^{-3})^2} + 1822^2} = \\
 &= 51,967 \cdot 10^6 \text{ Па} = 51,967 \text{ МПа}.
 \end{aligned} \tag{1.5}$$

4 Предварительно определяем наружный диаметр втулки  $d_2$  (см. рису-

нок 1.2, б). Как правило, он задан. Если в роли втулки выступает зубчатое колесо, то можно принять  $d_2$  равным диаметру делительной окружности, если колесо имеет постоянную ширину. Если же колесо имеет ступицу и венец, соединенные диском с отверстиями для облегчения массы (как в рассматриваемом случае), можно принять  $d_2 = 2 \cdot d = 2 \cdot 68 = 136$  мм. При этом рассчитанный диаметр должен быть меньше или равен диаметру делительной окружности колеса. В противном случае принимаем меньшее из двух значений. В рассматриваемом примере данное условие выполняется:  $136 \text{ мм} < 256,023 \text{ мм}$ .

Определяем коэффициенты  $C_1$  и  $C_2$  по формулам (1.4):

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 = \frac{68^2 + 0^2}{68^2 - 0^2} - 0,3 = 0,7;$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{136^2 + 68^2}{136^2 - 68^2} + 0,3 = 1,967,$$

где  $E_1$  и  $E_2$ ,  $\mu_1$  и  $\mu_2$  – модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки соответственно.

Для стали  $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа и  $\mu_1 = \mu_2 \approx 0,3$  [3, пояснения к формуле (4.17)]. При этом для чугуна  $\mu \approx 0,25$ ; для бронзы  $\mu \approx 0,33$ .

5 Определяем расчетный натяг, выразив его из формулы (1.3):

$$N \geq p \cdot d \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 51,967 \cdot 68 \cdot \left( \frac{0,7 + 1,967}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 0,045 \text{ мм.} \quad (1.6)$$

6 Определяем поправку на смятие микронеровностей:

$$\begin{aligned} u_R &= 5,5 \cdot (R_{a1} + R_{a2}) = 1,2 \cdot (R_{z1} + R_{z2}) = \\ &= 1,2 \cdot (6,3 + 6,3) = 15,12 \text{ мкм} = 0,015 \text{ мкм.} \end{aligned} \quad (1.7)$$

7 Определяем поправку на температурную деформацию деталей:

$$u_t = d \cdot ((t_2 - 20) \cdot \alpha_2 - (t_1 - 20) \cdot \alpha_1), \quad (1.8)$$

где  $t_1$  и  $t_2$  – рабочие температуры вала и колеса, °С;

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – коэффициенты линейного расширения материала вала и колеса (для стали  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ ; для чугуна  $\alpha = 10 \cdot 10^{-6}$ ; для бронзы и латуни  $\alpha = 19 \cdot 10^{-6}$ ).

Так как в данном случае обе детали изготовлены из стали ( $\alpha_1 = \alpha_2$ ) и имеют общую рабочую температуру ( $t_1 = t_2 = 60$  °С), то по формуле (1.7)  $u_t = 0$ .

8 Определяем общую поправку для деталей, частота вращения которых не превышает  $2000 \text{ мин}^{-1}$ :



$$u = u_R + u_t = 0,015 + 0 = 0,015 \text{ мкм.} \quad (1.9)$$

9 Определяем требуемый минимальный расчетный натяг:

$$N_{\min p} \geq N + u = 0,045 + 0,015 = 0,060 \text{ мм.} \quad (1.10)$$

10 По таблице А.1 выбираем посадку в системе отверстий седьмого качества точности  $H7$ , для которой отклонения отверстия 0 и +30 мкм (таблица А.2). При подборе поля допуска вала по таблице А.3 необходимо, чтобы обеспечивалось условие

$$N_{\min \text{ табл}} \geq N_{\min p}, \quad (1.11)$$

где  $N_{\min \text{ табл}}$  – минимальный табличный натяг.

Минимальный расчетный натяг из числа рекомендуемых (см. таблицу А.1) может гарантировать только посадка  $\varnothing 68 H7/u7$ , для которой отклонения вала +102 и +132 мкм.

Наименьший и наибольший табличные натяги

$$N_{\min \text{ табл}} = 0,102 - 0,030 = 0,072 \text{ мм;} \quad (1.12)$$

$$N_{\max \text{ табл}} = 0,132 - 0 = 0,132 \text{ мм.} \quad (1.13)$$

Условие (1.11) выполняется: 0,72 мм > 0,060 мм. Если это условие невозможно обеспечить рекомендуемыми посадками с полем допуска на диаметр отверстия  $H7$ , можно выбрать другую рекомендуемую посадку с полями допуска  $H6$ ,  $H8$  и др. или принять нестандартную посадку, не приведенную в таблице А.1. При этом нужно учитывать соответствие выбираемых полей допусков и способа обработки, а также возможности оборудования и экономическую целесообразность (при значительном повышении точности изготовления поверхностей).

11 Проверяем допустимость посадки по условию прочности деталей. По формуле (1.3) определяем максимальное давление на поверхности контакта:

$$p_{\max} = \frac{N_{\max \text{ табл}} - u}{d \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{0,132 - 0,015}{68 \cdot \left( \frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1,967}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 135,357 \text{ МПа.} \quad (1.14)$$

Условие прочности соединения по критерию отсутствия пластических деформаций [2]



$$\sigma_E = \frac{2 \cdot p_{\max}}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} \leq [\sigma], \quad (1.15)$$

где  $\sigma_E$  – эквивалентные напряжения;

$[\sigma]$  – допускаемые напряжения, принимаемые равными минимальному значению предела текучести  $\sigma_T$  материалов вала и колеса.

Из исходных данных имеем  $\sigma_{T1} = 550$  МПа и  $\sigma_{T2} = 450$  МПа. Принимаем  $[\sigma] = 450$  МПа.

$$\sigma_E = \frac{2 \cdot 135,357}{1 - \left(\frac{68}{136}\right)^2} = 360,953 \text{ МПа} < 450 \text{ МПа.}$$

Условие (1.15) выполняется.

12 Расчет с учетом вероятности безотказной работы позволяет повысить допускаемую нагрузку в 1,1...1,4 раза.

Примем вероятность безотказной работы  $P = 0,97$ . Коэффициент  $C = 0,31$  (таблица 1.2).

Таблица 1.2 – Зависимость коэффициента  $C$  от принятой вероятности  $P$

Вероятность $P$	0,999	0,99	0,98	0,97	0,95	0,9
Коэффициент $C$	0,5	0,39	0,34	0,31	0,27	0,21

Допуски на размер вала и отверстия определяем как разность максимального и минимального отклонений:

$$Td = +0,132 - (+0,102) = 0,030 \text{ мм}; \quad TD = +0,030 - (0) = 0,030 \text{ мм.} \quad (1.16)$$

Наименьший и наибольший табличные натяги находим по формулам (1.12) и (1.13):  $N_{\min \text{ табл}} = 0,072$  мм;  $N_{\max \text{ табл}} = 0,132$  мм.

Средний натяг

$$\bar{N} = \frac{N_{\max \text{ табл}} + N_{\min \text{ табл}}}{2} = \frac{0,132 + 0,072}{2} = 0,102 \text{ мм.} \quad (1.17)$$

Максимальный и минимальный вероятностные натяги определяем по следующим формулам:

$$N_{p_{\min}} = \bar{N} - C \cdot \sqrt{TD^2 + Td^2} = 0,102 - 0,31 \cdot \sqrt{0,030^2 + 0,030^2} = 0,089 \text{ мм;} \quad (1.18)$$



$$N_{p\max} = \bar{N} + C \cdot \sqrt{TD^2 + Td^2} = 0,102 + 0,31 \cdot \sqrt{0,030^2 + 0,030^2} = 0,115 \text{ мм. (1.19)}$$

Минимальный вероятностный натяг  $N_{p\min} = 0,089$  мм (формула (1.18)), в то время как табличный  $N_{\min \text{ табл}} = 0,072$  мм (формула (1.12)) при необходимом  $N_{\min p} = 0,060$  мм (формула (1.10)). При этом в п. 10 может быть выбрана менее плотная посадка, для которой условие (1.11) может не выполняться либо допускается увеличить передаваемую нагрузку. Для ответственных соединений рекомендуется использовать приведенную ранее методику по пп. 1–11.

### 1.3 Задачи для самостоятельного решения

**Задача 1.** Подобрать посадку, обеспечивающую соединение бронзового венца червячного колеса со ступицей. Колесо нагружено моментом  $T = 620$  Н·м и осевой силой  $F_a = 553,6$  Н. Диаметр соединения  $d = 260$  мм, диаметр отверстия в ступице принимаем  $d_1 = 64$  мм, модуль  $m = 10$  мм, число зубьев  $z = 32$ , длина соединения равна ширине зубчатого венца  $b_w = 70$  мм. Ступица изготовлена из стали 45 ( $\sigma_{T1} = 320$  МПа), венец – из бронзы БрО10Ф1 ( $\sigma_{T2} = 120$  МПа). Шероховатости поверхностей вала и отверстия  $R_{z1} = R_{z2} = 6,3$  мкм (чистовое точение), сборка осуществляется прессованием. Средняя рабочая температура редуктора, где установлены соединяемые детали,  $70$  °С.

**Задача 2.** Подобрать посадку, обеспечивающую соединение косозубого зубчатого колеса с валом. Соединение нагружено моментом  $T = 400$  Н·м. Диаметр делительной окружности колеса  $d_k = 80$  мм. Определить осевую силу с учетом того, что угол наклона зубьев  $\beta = 16^\circ$ . Диаметр соединения  $d = 50$  мм, вал сплошной ( $d_1 = 0$  мм), длина посадочной поверхности  $l = 40$  мм. Колесо изготовлено из стали 20Х с цементацией до твердости поверхности 56...63 HRC ( $\sigma_{T1} = 400$  МПа), вал – из стали 45 с улучшением до твердости поверхности 200...230 HB ( $\sigma_{T2} = 450$  МПа). Шероховатости поверхностей вала и отверстия  $R_{z1} = R_{z2} = 3,2$  мкм (тонкое растачивание), сборка осуществляется охлаждением вала. Средняя рабочая температура редуктора, где установлены соединяемые детали,  $60$  °С.

**Задача 3.** Подобрать посадку, обеспечивающую соединение втулки со стержнем (см. рисунок 1.2, в). Соединение нагружено силой  $F = 2000$  Н, приложенной на расстоянии  $L = 0,5$  м от центра втулки. Диаметр соединения  $d = 40$  мм, стержень сплошной ( $d_1 = 0$  мм), длина посадочной поверхности  $l = 60$  мм. Стержень и втулка изготовлены из нормализованной стали 45 с твердостью соединяемых поверхностей 180...200 HB ( $\sigma_{T1} = \sigma_{T2} = 340$  МПа). Шероховатости поверхностей вала и отверстия  $R_{z1} = R_{z2} = 6,3$  мкм (чистовое точение), сборка осуществляется прессованием. Средняя рабочая температура соединения равна комнатной ( $20$  °С).

**Задача 4.** Подобрать посадку, обеспечивающую соединение прямозубого зубчатого колеса с валом. Предусмотреть поле допуска на диаметр отверстия H8. Соединение нагружено моментом  $T = 400$  Н·м. Число зубьев колеса  $z = 30$ , модуль  $m = 2$  мм. Колесо имеет постоянную ширину в сечении, прохо-

дящем через ось вращения. Диаметр соединения  $d = 30$  мм, вал имеет центральное отверстие ( $d_1 = 20$  мм), длина посадочной поверхности  $l = 40$  мм. Колесо и вал изготовлены из стали 45 с улучшением до твердости поверхности 240...260 НВ ( $\sigma_{T1} = \sigma_{T2} = 550$  МПа), вал – из стали 45 с улучшением до твердости поверхности 200...220 НВ ( $\sigma_{T2} = 450$  МПа). Шероховатости поверхностей вала и отверстия  $R_{a1} = R_{a2} = 1,25$  мкм (тонкое растачивание), сборка осуществляется нагревом втулки. Средняя рабочая температура редуктора, где установлены соединяемые детали, 60 °С.

## Список литературы

- 1 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник для машиностроительных спец. вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 10-е изд., испр. – Москва : Высшая школа, 2006. – 408 с.: ил.
- 2 **Решетов, Д. Н.** Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1989. – 496 с.: ил.
- 3 **Лустенков, М. Е.** Практикум по основам проектирования и деталям машин: учебное пособие / М. Е. Лустенков. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2015. – 203 с. : ил.



## Приложение А (справочное)

Таблица А.1 – Рекомендуемые посадки с натягом в системе отверстия в интервалах нормальных размеров от 1 до 500 мм по ГОСТ 25347–82

Основное отверстие	Основные отклонения валов										
	<i>k</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>z</i>
	Посадки										
<i>H5</i>	$\frac{H5}{k4}$	$\frac{H5}{m4}$	$\frac{H5}{n4}$	–	–	–	–	–	–	–	–
<i>H6</i>	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$	–	–	–	–	–
<i>H7</i>	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$ ; $\frac{H7}{s7}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u7}$	–	–	–
<i>H8</i>	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$	–	–	$\frac{H8}{s7}$	–	$\frac{H8}{u8}$	–	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$
<i>H10</i>	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
<i>H11</i>	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
<i>H12</i>	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

*Примечание* –   – предпочтительные посадки

Таблица А.2 – Поля допусков отверстий при номинальных размерах от 1 до 500 мм по ГОСТ 25347–82

Интервал размеров, мм	Поле допуска					
	<i>H7</i>	<i>H8</i>	<i>H9</i>	<i>H10</i>	<i>H11</i>	<i>H12</i>
	Предельное отклонение, мм					
1	2	3	4	5	6	7
От 1 до 3	+0,010 0	+0,014 0	+0,025 0	+0,040 0	+0,060 0	+0,010 0
Св. 3 до 6	+0,012 0	+0,018 0	+0,030 0	+0,048 0	+0,075 0	+0,012 0
Св. 6 до 10	+0,015 0	+0,022 0	+0,036 0	+0,058 0	+0,090 0	+0,015 0
Св. 10 до 18	+0,018 0	+0,027 0	+0,043 0	+0,070 0	+0,110 0	+0,018 0
Св. 18 до 30	+0,021 0	+0,033 0	+0,052 0	+0,084 0	+0,130 0	+0,021 0
Св. 30 до 50	+0,025 0	+0,039 0	+0,062 0	+0,100 0	+0,160 0	+0,025 0
Св. 50 до 80	+0,030 0	+0,046 0	+0,074 0	+0,120 0	+0,190 0	+0,030 0
Св. 80 до 120	+0,035 0	+0,054 0	+0,087 0	+0,140 0	+0,220 0	+0,035 0
Св. 120 до 180	+0,040 0	+0,063 0	+0,100 0	+0,160 0	+0,250 0	+0,040 0
Св. 180 до 250	+0,046 0	+0,072 0	+0,115 0	+0,185 0	+0,290 0	+0,046 0



## Окончание таблицы А.2

1	2	3	4	5	6	7
Св. 250 до 315	+0,052 0	+0,081 0	+0,130 0	+0,210 0	+0,320 0	+0,052 0
Св. 315 до 400	+0,057 0	+0,089 0	+0,140 0	+0,230 0	+0,360 0	+0,057 0
Св. 400 до 500	+0,063 0	+0,097 0	+0,155 0	+0,250 0	+0,400 0	+0,063 0

Таблица А.3 – Поля допусков валов при номинальных размерах от 1 до 500 мм по 6 качеству по ГОСТ 25347–82

Интервал размеров, мм	Поле допуска										
	<i>k6</i>	<i>m6</i>	<i>n6</i>	<i>p6</i>	<i>r6</i>	<i>s6</i>	<i>t6</i>	<i>u6</i>	<i>v6</i>	<i>x6</i>	<i>z6</i>
	Предельное отклонение, мкм										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
От 1 до 3	+6	+8	+10	+12	+16	+20	–	+24	–	+26	+32
	0	+2	+4	+6	+10	+14		+18		+20	+26
Св. 3 до 6	+9	+12	+16	+20	+23	+27	–	+31	–	+36	+43
	+1	+4	+8	+12	+15	+19		+23		+28	+35
Св. 6 до 10	+10	+15	+19	+24	+28	+32	–	+37	–	+43	+51
	+1	+6	+10	+15	+19	+23		+28		+34	+42
Св. 10 до 14	+12	+18	+23	+29	+34	+39	–	+44	–	+51	+61
	+1	+7	+12	+18	+23	+28		+33		+40	+50
Св. 14 до 18									+50	+56	+71
									+39	+45	+60
Св. 18 до 24	+15	+21	+28	+35	+41	+48	–	+54	+60	+67	+86
	+2	+8	+15	+22	+28	+35		+41	+47	+54	+73
Св. 24 до 30							+54	+61	+68	+77	+101
							+41	+48	+55	+64	+88
Св. 30 до 40	+18	+25	+33	+42	+50	+59	+64	+76	+84	+96	+128
	+2	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+112
Св. 40 до 50							+70	+86	+97	+113	+152
							+54	+70	+81	+97	+136
Св. 50 до 65	+21	+30	+39	+51	+60	+72	+85	+106	+121	+141	+191
	+2	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+172
Св. 65 до 80					+62	+78	+94	+121	+139	+165	+229
					+43	+59	+75	+102	+120	+146	+210
Св. 80 до 100	+25	+35	+45	+59	+73	+93	+113	+146	+168	+200	+280
	+3	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+258
Св. 100 до 120					+76	+101	+126	+166	+194	+232	+332
					+54	+79	+104	+144	+172	+210	+310
Св. 120 до 140	+28	+40	+52	+68	+88	+117	+147	+195	+227	+273	+390
	+3	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+365
Св. 140 до 160					+90	+125	+159	+215	+253	+305	+440
					+65	+100	+134	+190	+228	+280	+415
Св. 160 до 180					+93	+133	+171	+235	+277	+335	+490
					+68	+108	+146	+210	+252	+310	+465



Окончание таблицы А.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Св. 180 до 200	+33	+46	+60	+79	+106	+151	+195	+265	+313	+379	+549
	+4	+17	+31	+50	+77	+122	+166	+236	+284	+350	+520
Св. 200 до 225					+109	+159	+209	+287	+339	+414	+604
					+80	+130	+180	+258	+310	+385	+575
Св. 225 до 250					+113	+169	+225	+313	+369	+454	+669
					+84	+140	+196	+284	+340	+425	+640
Св. 250 до 280	+36	+52	+66	+88	+126	+190	+250	+347	+417	+507	+742
	+4	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+710
Св. 280 до 315					+130	+202	+272	+382	+457	+557	+822
					+98	+170	+240	+350	+425	+525	+790
Св. 315 до 355	+40	+57	+73	+98	+144	+226	+304	+426	+511	+626	+936
	+4	+21	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+900
Св. 355 до 400					+150	+244	+330	+471	+566	+696	+1036
					+114	+208	+294	+435	+530	+660	+1000
Св. 400 до 450	+45	+63	+80	+108	+166	+272	+370	+530	+635	+780	+1140
	+5	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+595	+740	+1100
Св. 450 до 500					+173	+292	+400	+580	+700	+860	+1290
					+132	+252	+360	+540	+660	+820	+1250

Таблица А.4 – Поля допусков валов при номинальных размерах от 1 до 500 мм по 7 качеству по ГОСТ 25347–82

Интервал размеров, мм	Поле допуска										
	<i>k7</i>	<i>m7</i>	<i>n7</i>	<i>p7</i>	<i>r7</i>	<i>s7</i>	<i>t7</i>	<i>u7</i>	<i>v7</i>	<i>x7</i>	<i>z7</i>
	Предельное отклонение, мкм										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
От 1 до 3	+10	+12	+14	+16	+20	+24	–	+28	–	+30	+36
	0	+2	+4	+6	+10	+14		+18		+20	+26
Св. 3 до 6	+13	+16	+20	+25	+27	+31	–	+35	–	+40	+47
	+1	+4	+8	+12	+15	+19		+23		+28	+35
Св. 6 до 10	+16	+21	+25	+30	+34	+38	–	+43	–	+49	+57
	+1	+6	+10	+15	+19	+23		+28		+34	+42
Св. 10 до 14	+19	+25	+30	+36	+41	+46	–	+51	–	+58	+68
	+1	+7	+12	+18	+23	+28		+33		+40	+50
Св. 14 до 18									+57	+63	+78
									+39	+45	+60
Св. 18 до 24	+23	+29	+36	+43	+49	+56	–	+62	+68	+75	+94
	+2	+8	+15	+22	+28	+35		+41	+47	+54	+73
Св. 24 до 30							+62	+69	+76	+85	+109
							+41	+48	+55	+64	+88
Св. 30 до 40	+27	+34	+42	+51	+59	+68	+73	+85	+93	+105	+137
	+2	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+112
Св. 40 до 50							+79	+95	+106	+122	+161
							+54	+70	+81	+97	+136
Св. 50 до 65	+32	+41	+50	+62	+71	+83	+96	+117	+132	+152	+202
	+2	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+172
Св. 65 до 80					+73	+89	+105	+132	+150	+176	+240
					+43	+59	+75	+102	+120	+146	+210



## Окончание таблицы А.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Св. 80 до 100	+38 +3	+48 +13	+58 +23	+72 +37	+86 +51	+106 +71	+126 +91	+159 +124	+181 +146	+213 +178	+293 +258
Св. 100 до 120					+89 +54	+114 +79	+139 +104	+179 +144	+207 +172	+245 +210	+345 +310
Св. 120 до 140	+43 +3	+55 +15	+67 +27	+83 +43	+103 +63	+132 +92	+162 +122	+210 +170	+242 +202	+288 +248	+405 +365
Св. 140 до 160					+105 +65	+140 +100	+174 +134	+230 +190	+268 +228	+320 +280	+455 +415
Св. 160 до 180					+108 +68	+148 +108	+186 +146	+250 +210	+292 +252	+350 +310	+505 +465
Св. 180 до 200	+50 +4	+63 +17	+77 +31	+96 +50	+123 +77	+168 +122	+212 +166	+282 +236	+330 +284	+396 +350	+566 +520
Св. 200 до 225					+126 +80	+176 +130	+226 +180	+304 +258	+356 +310	+431 +385	+621 +575
Св. 225 до 250					+130 +84	+186 +140	+242 +196	+330 +284	+386 +340	+471 +425	+686 +640
Св. 250 до 280	+56 +4	+72 +20	+86 +34	+108 +56	+146 +94	+210 +158	+270 +218	+367 +315	+437 +385	+527 +475	+762 +710
Св. 280 до 315					+150 +98	+222 +170	+292 +240	+402 +350	+477 +425	+577 +525	+842 +790
Св. 315 до 355	+61 +4	+78 +21	+94 +37	+119 +62	+165 +108	+247 +190	+325 +268	+447 +390	+532 +475	+647 +590	+957 +900
Св. 355 до 400					+171 +114	+265 +208	+351 +294	+492 +435	+587 +530	+717 +660	+1057 +1000
Св. 400 до 450	+68 +5	+86 +23	+103 +40	+131 +68	+189 +126	+295 +232	+393 +330	+553 +490	+658 +595	+803 +740	+1163 +1100
Св. 450 до 500					+195 +132	+315 +252	+423 +360	+603 +540	+723 +660	+883 +820	+1313 +1250

Таблица А.5 – Поля допусков валов при номинальных размерах от 1 до 500 мм по 8 качеству по ГОСТ 25347–82

Интервал размеров, мм	Поле допуска										
	<i>k</i> 8	<i>m</i> 8	<i>n</i> 8	<i>p</i> 8	<i>r</i> 8	<i>s</i> 8	<i>t</i> 8	<i>u</i> 8	<i>v</i> 8	<i>x</i> 8	<i>z</i> 8
	Предельное отклонение, мкм										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
От 1 до 3	+14 0	+16 +2	+18 +4	+20 +6	+24 +10	+28 +14	–	+32 +18	–	+34 +20	+40 +26
Св. 3 до 6	+18 0	+22 +4	+26 +8	+30 +12	+33 +15	+37 +19	–	+41 +23	–	+46 +28	+53 +35
Св. 6 до 10	+22 0	+28 +6	+32 +10	+37 +15	+41 +19	+45 +23	–	+50 +28	–	+56 +34	+64 +42
Св. 10 до 14	+27 0	+34 +7	+39 +12	+45 +18	+50 +23	+55 +28	–	+60 +33	–	+67 +40	+77 +50
Св. 14 до 18									+66 +39	+72 +45	+87 +60
Св. 18 до 24	+33 0	+41 +8	+48 +15	+55 +12	+61 +28	+68 +35	–	+74 +41	+80 +47	+87 +54	+106 +73

## Окончание таблицы А.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Св. 24 до 30							+74 +41	+81 +48	+88 +55	+97 +64	+121 +88
Св. 30 до 40	+39 0	+48 +9	+56 +17	+65 +26	+73 +34	+82 +43	+87 +48	+99 +60	+107 +68	+119 +80	+151 +112
Св. 40 до 50							+93 +54	+109 +70	+120 +81	+136 +97	+175 +136
Св. 50 до 65	+46 0	–	–	+78 +32	+87 +41	+99 +53	+112 +66	+133 +87	+148 +102	+168 +122	+218 +172
Св. 65 до 80					+89 +43	+105 +59	+121 +75	+148 +102	+166 +120	+192 +146	+256 +210
Св. 80 до 100	+54 0	–	–	+91 +37	+105 +51	+125 +71	+145 +91	+178 +124	+200 +146	+232 +178	+312 +258
Св. 100 до 120					+108 +54	+133 +79	+158 +104	+198 +144	+226 +172	+264 +210	+364 +310
Св. 120 до 140	+63 0	–	–	+106 +43	+126 +63	+155 +92	+185 +122	+233 +170	+265 +202	+311 +248	+428 +365
Св. 140 до 160					+128 +65	+163 +100	+197 +134	+253 +190	+291 +228	+343 +280	+478 +415
Св. 160 до 180					+131 +68	+171 +108	+209 +146	+273 +210	+315 +252	+373 +310	+528 +465
Св. 180 до 200	+72 0	–	–	+122 +50	+149 +77	+194 +122	+238 +166	+308 +236	+356 +284	+422 +350	+592 +520
Св. 200 до 225					+152 +80	+202 +130	+252 +180	+330 +258	+382 +310	+457 +385	+647 +575
Св. 225 до 250					+156 +84	+212 +140	+268 +196	+356 +284	+412 +340	+497 +425	+712 +640
Св. 250 до 280	+81 0	–	–	+137 +56	+175 +94	+239 +158	+299 +218	+396 +315	+466 +385	+556 +475	+791 +710
Св. 280 до 315					+179 +98	+251 +170	+321 +240	+431 +350	+506 +425	+606 +525	+871 +790
Св. 315 до 355	+89 0	–	–	+151 +62	+197 +108	+279 +190	+357 +268	+479 +390	+564 +475	+679 +590	+989 +900
Св. 355 до 400					+203 +114	+297 +208	+383 +294	+524 +435	+619 +530	+749 +660	+1089 +1000
Св. 400 до 450	+97 0	–	–	+165 +68	+223 +126	+329 +232	+427 +330	+587 +490	+692 +595	+837 +740	+1197 +1100
Св. 450 до 500					+229 +132	+349 +252	+457 +360	+637 +540	+757 +660	+917 +820	+1347 +1250

