МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**
ЮРГИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

УТВЕРЖДАЮ
Директор ЮТИ ТПУ
_____ С.А. Солодский
« ___ » _____ 2024 г.

# РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Методические указания к выполнению курсовой работы
по курсу «Метрология, стандартизация и сертификация», для студентов заочной формы обучения, обучающихся по направлению 15.03.01 «Машиностроение», образовательная программа «Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств», «Оборудование и технология сварочного производства»

Составитель **А.А. Сапрыкин**

Издательство
Юргинского технологического института (филиала)
Томского политехнического университета
2024

УДК 389
ББК 30.10
Р-24

Р-24 **Расчет и выбор посадок деталей машин:** Методические указания к выполнению курсовой работы по курсу «Метрология, стандартизация и сертификация» для студентов заочной формы обучения, обучающихся по направлению 15.03.01 «Машиностроение», образовательная программа «Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств», «Оборудование и технология сварочного производства / сост.: А.А. Сапрыкин; Юргинский технологический институт. – Юрга: Изд-во Юргинского технологического института (филиала) Томского политехнического университета, 2024. – 33 с.

УДК 389
ББК 30.10

Методические указания рассмотрены и рекомендованы к изданию
учебно-методической комиссией ЮТИ ТПУ
«___» _____ 2024 г.

Председатель учебно-методической комиссии,
кандидат технических наук, доцент ЮТИ ТПУ _____*Н.А. Сапрыкина*

Рецензент
кандидат технических наук, доцент ЮТИ ТПУ_____ *А.В. Проскоков*

© Составление. ФГАОУ ВО НИ ТПУ
Юргинский технологический институт (филиал), 2024
© Сапрыкин А.А., составление, 2024

## Цель работы

Курсовая работа способствует усвоению и закреплению теоретического материала по курсу "Метрология, стандартизация и сертификация", а также приобретению навыков работы со справочниками и стандартами.

## Задание на курсовую работу

Исходными данными для выполнения курсовой работы являются чертеж узла (сборочной единицы). Каждому студенту выдается чертеж узла с указанием номера варианта данных для последующих расчетов и графических построений (Приложение Д). Номер варианта выбирается по последней цифре номера зачетной книжки.

## Объем и содержание курсовой работы

1 Для указанного в задании сопряжения рассчитать и подобрать стандартную посадку с натягом, а также переходную посадку. Вычертить схему расположения полей допусков на вал и отверстие выбранных посадок.

2 Для остальных сопрягаемых деталей узла назначить систему (вала или отверстия), квалитет (для резьбовых соединений степень точности) и посадки, используя метод аналогов. Обозначить выбранную посадку на чертеже узла.

3 Для узла подшипника качения, имеющего постоянную по направлению нагрузку, рассчитать посадку для циркуляционно-нагруженного кольца и подобрать посадку для местно-нагруженного кольца. Вычертить схему расположения полей допусков на кольца подшипников, вал и корпус.

4 Для заданного шлицевого соединения назначить метод центрирования и посадки на каждый из трех элементов шлицевого соединения.

Курсовая работа состоит из расчетно-пояснительной записки объемом 20-25 страниц печатного текста с приложением необходимых иллюстраций и графической части на трех листах (не менее) формата А4 и/или А3.

**Содержание пояснительной записки:**

ТИТУЛЬНЫЙ ЛИСТ (приложение Б)
ЗАДАНИЕ на курсовую работу (приложение В)
СОДЕРЖАНИЕ
ВВЕДЕНИЕ
1 РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК
1.1 Расчет посадки с натягом
1.2 Расчет переходной посадки
2 РАСЧЕТ КАЛИБРОВ
2.1 Расчет исполнительных размеров гладких калибров скоб
2.2 Расчет исполнительных размеров гладких калибров-пробок
3 ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ
4 ВЫБОР ПОСАДОК ШЛИЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ
6 ЗАКЛЮЧЕНИЕ
7 СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Методические указания к выполнению разделов работы представлены в п.4

Графическая часть работы содержит (Приложение Е):

1 Сборочный чертеж узла.

На чертеже узла необходимо проставить все основные размеры, обозначить посадки гладких соединений, шпоночных, шлицевых, резьбовых соединений, посадки подшипников качения. Данные о посадках берутся на основании расчетов, проведенных в пояснительной записке и методом аналогов.

2 Рабочий чертеж вала.

На рабочем чертеже указываются все размеры, на ответственные размеры указывается допуск, на все поверхности детали назначается требуемая шероховатость, по ГОСТ 2.301 обозначаются допуски формы и расположения поверхностей. Рабочий чертеж дополняется необходимыми сечениям, разрезами и техническими требованиями.

3 Рабочий чертеж зубчатого колеса по ГОСТ 2.403-75. На рабочем чертеже указываются все размеры, на ответственные размеры указывается допуск, на все поверхности детали назначается требуемая шероховатость, по ГОСТ 2.301-68 обозначаются допуски формы и расположения поверхностей. Рабочий чертеж дополняется необходимыми сечениям, разрезами и техническими требованиями.

# 1 РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК

## 1.1 Расчет посадки с натягом

Для неподвижного соединения 3-17 (пример задания, приложение Г) рассчитать и подобрать посадку, обеспечив наибольший запас прочности и запас надежности.

Исходные данные для расчета посадки берутся из задания и сводятся в табл.1. По заданию и чертежу составляем расчетную схему (рис.1).

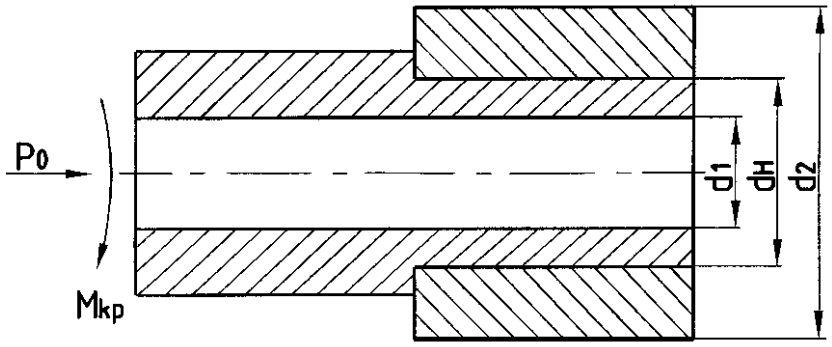



Рис.1.1 Схема к расчету посадок с натягом

**Расчет посадок с натягом ведем в следующем порядке.**

1 Наименьший расчетный натяг определяется из условия обеспечения прочности соединения (неподвижности), из условия обеспечения служебного назначения соединения [1].

Только при действии $M_{кр.}$

$$N_{min}' = \frac{2M_{кр}}{\pi d_н l f}\left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d}\right). \quad (1.1)$$

Только при действии $P_o$

$$N_{min}' = \frac{P_0}{\pi l f}\left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{Cd}{Ed}\right). \quad (1.2)$$

При одновременном действии $P_0$ и $M_{кр.}$

$$N_{min}' = \frac{\sqrt{\left(\frac{2M_{кр.}}{d_н}\right)^2 + \sqrt{P^2{}_0}}}{lf\pi}\left(\frac{C_0}{E_0} + \frac{C_d}{E_d}\right), \quad (1.3)$$

где $P_0$ – продольная осевая сила, стремящаяся сдвинуть одну деталь относительно другой, в Н;

$M_{кр.}$- крутящий момент, стремящийся сдвинуть одну деталь относительно другой, в Н·м;

l - длина контакта сопрягаемых поверхностей, в м;

f - коэффициент трения при установившемся процессе запрессовки или проворачивания;

$E_D$ и $E_d$ - модули упругости материалов охватываемой и охватывающей детали в Н/м$^2$:

$$C_d = \frac{1+\left(\frac{d_1}{d_н}\right)^2}{1-\left(\frac{d_1}{d_н}\right)^2} - \mu_d \qquad C_D = \frac{1+\left(\frac{d_н}{d_2}\right)^2}{1-\left(\frac{d_н}{d_2}\right)^2} + \mu_D. \tag{1.4}$$

$\mu_D$ и $\mu_d$ – коэффициенты Пуансона соответственно для охватываемой и охватывающей деталей и значения Е выбираются из табл. 1.106 [1].

2 Наибольший расчетный натяг, определяемый из условия обеспечения прочности сопрягаемых деталей (ненаступления пластической деформации или разрушения):

$$N_{max}' = [P^{max}_{доп.}]\, d_н \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d}\right), \tag{1.5}$$

где $[P^{max}_{доп.}]$ – наибольшее допустимое давление, при котором отсутствуют пластические деформации, определяются по формулам:

для вала

$$P^{max}_{доп.d} = 0{,}58\, \sigma_{тd}\left[1 - \left(\frac{d_1}{d_н}\right)^2\right]; \tag{1.6}$$

для отверстия

$$P^{max}_{доп.D} = 0{,}58\, \sigma_{тD}\left[1 - \left(\frac{d_н}{d_2}\right)^2\right], \tag{1.7}$$

где $\sigma_{тd}$ и $\sigma_{тD}$ – пределы текучести материалов охватываемой и охватывающей деталей.

В качестве $[P^{max}_{доп.}]$ берется наименьшее из двух значений.

Для учета конкретных условий эксплуатации соединения в расчетные предельные натяги необходимо внести поправки.

3 Определяются с учетом поправок величины минимального и максимального допустимого натяга.

$$[N_{min}] = N_{min}' + \gamma_ш + \gamma_t + \gamma_Ц; \tag{1.8}$$

$$[N_{max}] = N_{max}' \cdot \gamma_{УД} + \gamma_Ш - \gamma_t, \tag{1.9}$$

где $\gamma_ш$- поправка, учитывающая смятия неровностей контактных поверхностей деталей при образовании соединения (запрессовки).

$$\gamma_Ш = 1{,}2\,(Rz_D + Rz_d) = 5\,(Ra_D + Ra_d); \tag{1.10}$$

$\gamma_t$ – поправка, учитывающая различие рабочей температуры деталей, температуры сборки и коэффициентов линейного расширения;

$$\gamma_t = d_н\,[\alpha_D\,(t_{pD} - t) - \alpha_d\,(t_{pD} - t)]; \tag{1.11}$$

где $\alpha_D$ и $\alpha_d$ – коэффициенты линейного расширения;

$t_{pD}$ и $t_{pD}$ – рабочие температуры деталей (в примере $t_{pD}$ и $t_{pD}$ равны 20°);

$t_{сб.}$ – температура сборки деталей (в примере t =20°С);

$d_н$ – номинальный диаметр соединения;

$\gamma_Ц$ – поправка, учитывающая деформацию деталей от действия центробежных сил (для диаметров до 500 мм и V до 30 м/с, $\gamma_Ц$ = 1…4 мкм);

$\gamma_{УД}$ – поправка, учитывающая увеличение контактного давления у торцов охватывающей детали, определяется из графика рис. 1.68 [1] или приложение А.

4. Выбирается посадка из ГОСТ 25347-2013.

Таблица1

Исходные данные для расчета посадок с натягом

| № п/п | Наименование величины | Обозначение в формулах | Численная величина | Единица измерения |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Крутящий момент | $M_{кр.}$ | 300 | Н·м |
| 2 | Осевая сила | $P_0$ | 0 | Н |
| 3 | Номинальный диаметр | $d_н$ | 40 | мм |
| 4 | Внутренний диаметр | $d_1$ | 0 | мм |
| 5 | Наружный диаметр | $d_2$ | 80 | мм |
| 6 | Длина сопряжения | l | 35 | мм |
| 7 | Коэффициент трения | f | 0,15 | - |
| 8 | Модуль упругости материала втулки | $E_D$ | $2\times10^{11}$ | Н/м$^2$ |
| 9 | Модуль упругости материала вала | $E_d$ | $2\times10^{11}$ | Н/м$^2$ |
| 10 | Коэффициент Пуассона материала втулки | $\mu_D$ | 0,3 | - |
| 11 | Коэффициент Пуассона материала вала | $\mu_d$ | 0,3 | - |
| 12 | Предел текучести материала втулки | $\sigma_{TD}$ | $36\times10^7$ | Н/м$^2$ |
| 13 | Предел текучести материала втулки | $\sigma_{Td}$ | $36\times10^7$ | Н/м$^2$ |
| 14 | Шероховатость втулки | $R_{aD}$ | 1,25 | мкм |
| 15 | Шероховатость вала | $R_{ad}$ | 1,25 | мкм |
| 16 | Рабочая температура $t_p$ близка к температуре сборки t. Запрессовка механическая | | | |

Условия подбора посадки следующие:

а) Максимальный натяг $N_{max}^{табл}$ в подобранной посадке должен быть не больше $[N_{max}]$;

$N_{max}^{табл} \leq [N_{max}]$.

б) Минимальный натяг

$N_{min}^{табл} > [N_{min}]$.

в) Nз.э. > Nз.с.,

где Nз.с. = $[N_{max}]$ - $N_{max}^{табл}$ – запас прочности при сборке соединения (технологический запас прочности);

Nз.э. = $N_{min}^{табл}$ - $[N_{min}]$ – запас прочности деталей при эксплуатации.

**Пример расчета посадки с натягом**

Для того чтобы в нашем примере определить $N_{min}'$, предварительно определим коэффициент жесткости $C_D$ и $C_d$.

$C_D = \frac{1+\left(\frac{40}{80}\right)^2}{1-\left(\frac{40}{80}\right)^2} + 0{,}3 = 1{,}97$, т,к. вал сплошной $C_d$=1 - μ = 1 - 0,3= 0,7.

В рассматриваемом примере сопряжение нагружено $M_{кр.}$,

$N_{min}' = \frac{2 \cdot 300}{3{,}14 \cdot 0{,}04 \cdot 0{,}035 \cdot 0{,}15}\left(\frac{1{,}96+0{,}7}{2 \cdot 10^{11}}\right) = 0{,}000011м.$

Определим $N_{max}'$, для чего рассчитываем $P_{доп.D}^{max}$ и $P_{доп.d}^{max}$:

$P_{доп.D}^{max} = 0{,}58 \cdot 36 \cdot 10^7 \cdot \left[1 - \left(\frac{40}{80}\right)^2\right] = 16 \cdot 10^7 Па,$

$P_{доп.d}^{max} = 0{,}58 \cdot 36 \cdot 10^7 \cdot \left[1 - \left(\frac{0}{40}\right)^2\right] = 20 \cdot 10^7 Па.$

Следовательно, $[P_{доп.}^{max}] = 16 \times 10^7$ Па,

$N_{max}' = 16 \cdot 10^7 \cdot 0{,}04\left(\frac{1{,}96+0{,}7}{2 \cdot 10^{11}}\right) = 0{,}000075$м=75 мкм.

Определяем $[N_{min}]$ и $[N_{max}]$, предварительно определим поправку $\gamma_ш$:

$\gamma_ш = 5(1{,}25 + 0{,}63) = 9{,}4$ мкм;

$\gamma_t = 0$, так как температура $t_D = t_d = t_{сб} = 20^{\circ}C$;

$\gamma_ц = 0$, так как скорость вращения сопрягаемых деталей невелика;

$\gamma_{уд.} = 0{,}88$ по графику рис. 1.68 [1] или приложение А.

$[N_{min}] = 11 + 9{,}4 = 20{,}4$ мкм.

$[N_{max}] = 75 \times 0{,}88 + 9{,}4 = 75{,}4$ мкм.

Ближайшей посадкой согласно ГОСТ 25347-13 является посадка $\frac{H7}{t6}$, для которой $N_{min}^{табл}$ = 23 мкм, $N_{max}^{табл}$ = 64 мкм для которой, $N_{з.э.}$=48 – 45 = 3 мкм и $N_{з.с.}$ = 75 – 64 =11мкм (Рис.1.2).

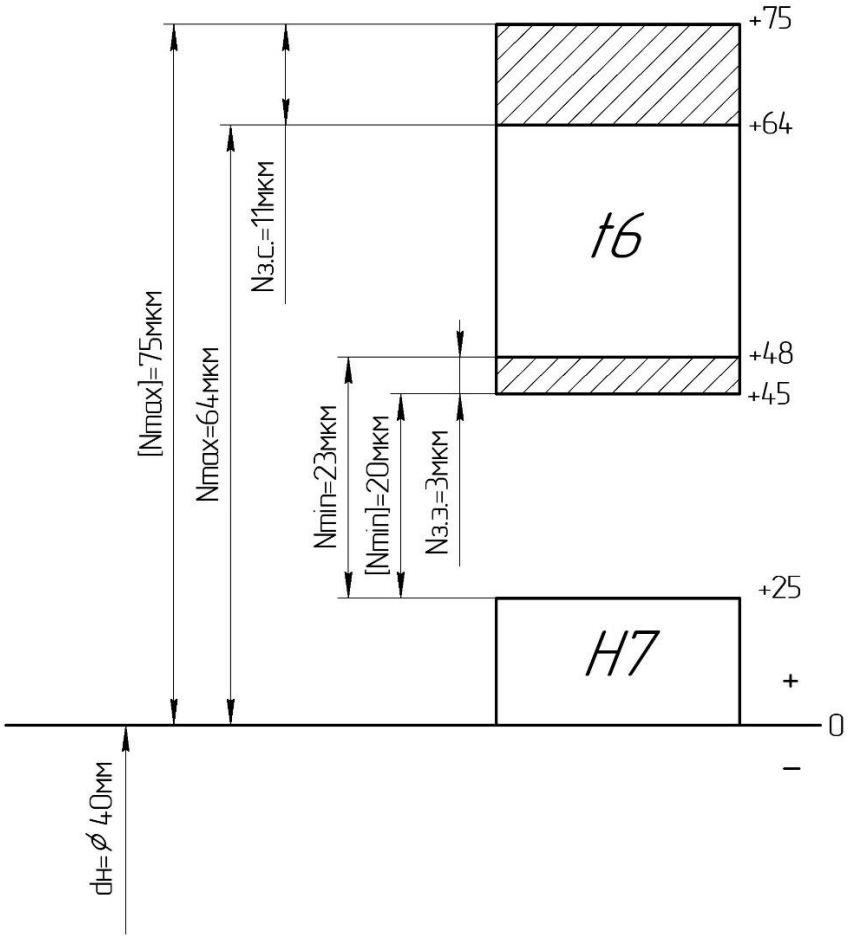



Рис.1.2 Схема расположения полей допусков «отверстия» и «вала» к расчету посадки с натягом

Выбранная посадка $\frac{\text{H7}}{t6}$ удовлетворяет условиям п.п. а и б, но в ней $N_{з.с} > N_{з.э}$ при малом $N_{з.э} = 3$ мкм лучше других условиям выбора посадки отвечает комбинированная посадка $\frac{P7}{n6}$ (Рис.1.3). При замене посадки $\frac{\text{H7}}{t6}$ посадкой $\frac{P7}{n7}$наименьший табличный натяг от 23 мкм увеличивается до 34 мкм и создается запас прочности соединения при эксплуатации, определяемый натягом $N_{з.э} = 34 – 20 = 14$ мкм, и запас прочности деталей при сборке, определяемый натягом $N_{з.с} = 75 – 66 = 9$ мкм. Возможно применение и других комбинированных посадок с натягом,

составленных из полей допусков отверстия и вала по ГОСТ 25347-13 для 6, 7 и 8 квалитетов.

Итак, если не удается подобрать оптимальную посадку из стандартных полей допусков, то применяют следующие организационно-технические мероприятия:

1) селективную сборку; 2) дополнительные крепления; 3) изменяют конструктивные параметры соединения, технологию сборки или физико- механические свойства материала.

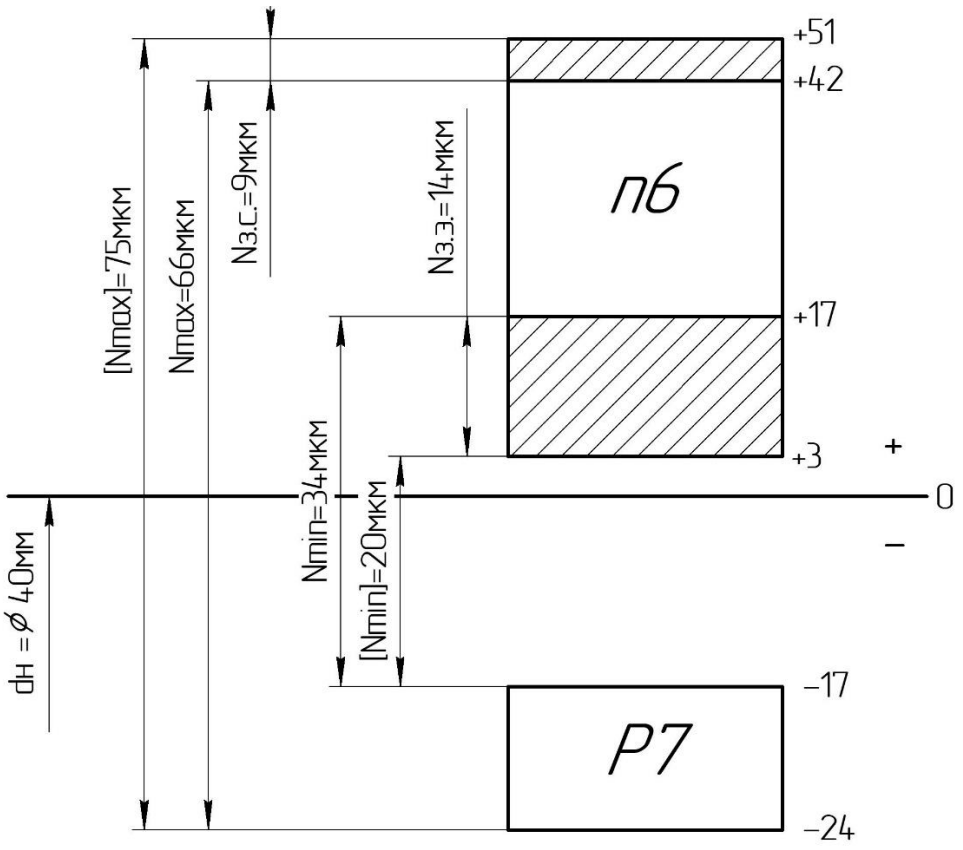



Рис.1.3 Схема расположения полей допусков для комбинированной посадки с натягом $\frac{P7}{n6}$

## 1.2 Переходные посадки

Для сопряжения 4-5 (см. приложение Г) подобрать стандартную посадку. Шестерня с модулем - m=3, числом зубьев - Z=40 и точностью 7-6-6-С имеет с валом неподвижное разъемное соединение 50 мм с дополнительным креплением при помощи шпонки.

Если в задании не дан модуль, задаем его сами из стандартных рядов [2], подбираем также число зубьев колеса или шестерни с учетом размеров зубчатого колеса или шестерни в задании, используя зависимость:

$$d_д = m \cdot z, \quad (1.12)$$

где $d_д$ – делительный диаметр.

Для такого типа соединений применяются переходные посадки, которые обеспечивают точность центрирования и легкость сборки. Точность центрирования определяется радиальным биением втулки на валу (или вала во втулке), возникающем при зазоре и одностороннем смещении вала в отверстии. Погрешность формы и расположения поверхностей сопрягаемых деталей, смятие неровностей, а также износ деталей при повторных сборках и разборках приводят к увеличению радиального биения, поэтому для компенсации указанных погрешностей, а также для создания запаса точности наибольший допускаемый зазор в соединении необходимо определять по формуле:

$$S_{max} = \frac{F_r}{K_T}, \quad (1.13)$$

где $F_r$ – радиальное биение, которое определяем по ГОСТу 1643- 81 таблице 6 или по таблице 5.7 [1] для шестерни с m до 3,55 мм и ϕ 125 мм по степени точности стоящей на первом месте (7-6-6-С)

7 – $F_r$ = 40мкм;

$К_т$ – коэффициент запаса точности – $К_т$ = 2 (для всех вариантов заданий).

Определяем предельные значения зазора

$$S_{max}^{расч.} = \frac{40}{2} = 20мкм$$

В системе основного отверстия из рекомендуемых стандартных полей допусков составляем посадки, определяем $S_{max}^{табл.}$ [1], по которому и подбираем оптимальную посадку так, чтобы $S_{max}^{расч.}$ был равен или меньше на 20% $S_{max}^{табл}$.

Для данного соединения наиболее подходит посадка ϕ 50 $\frac{H7}{k6}$ (Рис.1.4), для которой $S_{max}^{табл.}$= 23 мкм.

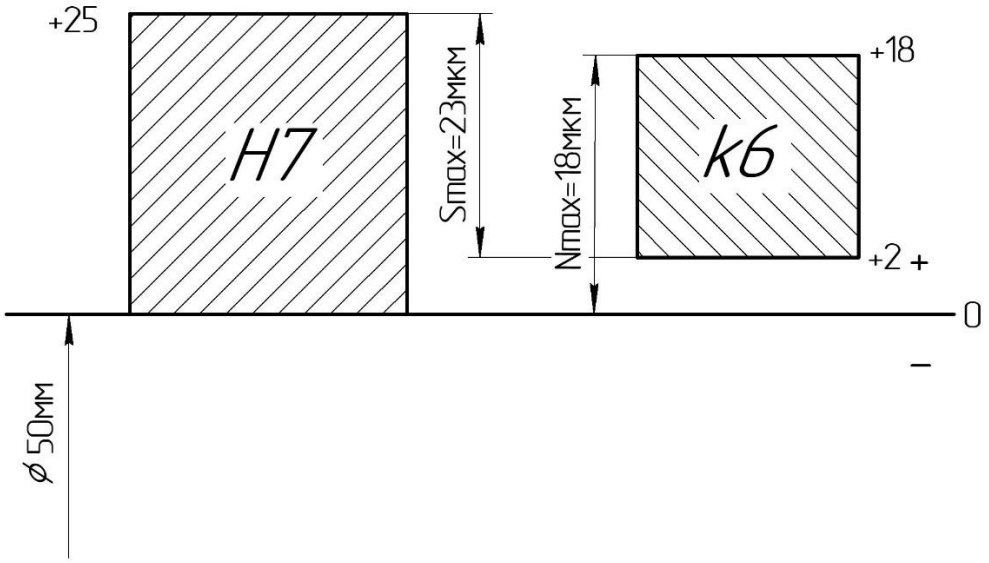



Рис.1.4 Схема расположения полей допусков к расчету переходных посадок

Трудоемкость сборки и разборки соединений с переходными посадками, так же, как и характер этих посадок, во многом определяется вероятностью получения в них натягов и зазоров.

При расчете вероятности натягов и зазоров обычно исходят из нормального закона распределения размеров соединения деталей при изготовлении. Распределение натягов и зазоров в этом случае также будет подчиняться нормальному закону, а вероятность их получения определяется с помощью интегральной функции вероятности Ф(z). Расчет проводится следующим образом:

1 Рассчитывается или подбирается посадка и определяется $N_{max}$, $S_{max}$, $T_D$, $T_{d.}$

2 Определяется среднеквадратическое отклонение суммарной совокупности

$$\sigma_{пос.} = \frac{1}{6}\left(\sqrt{T_D^2} + \sqrt{T_d^2}\right). \quad . \qquad (1.14)$$

3 Определяется предел интегрирования, равный $z=\frac{x}{\sigma_{пос}}$. (1.15)

4 Из таблицы 1.1 [1] по найденному значению z определяется функция Ф(z).

5 Рассчитывается вероятность натягов (или процент натягов) и вероятность зазора (или процент зазоров):

вероятность натяга $P_N'$

$P_N' = 0{,}5+Ф(z)$, если $z>0$; (1.16)

$P_N' = 0{,}5-Ф(z)$, если $z<0$; (1.17)

Процент натягов

$P_N = 100\ P_N'$ (1.18)

Вероятность зазора $P_s'$

$P_s' = 0{,}5 - \Phi(z)$, если $z>0$;

$P_s' = 0{,}5 + \Phi(z)$, если $z<0$;

Процент зазоров (процент соединений с зазором)

$P_s = 100\ P_s'$

Рассчитываем ожидаемую при сборке долю соединений с натягом и долю соединений с зазором для выбранной посадки $\varnothing 50 \frac{H7}{k6} \left( \frac{+0{,}025}{\frac{+0{,}018}{+0{,}002}} \right)$.

Для соединения $\varnothing 50 \frac{H7}{k6}$ (рис.1.4), натяг может быть в пределах от 0 до 18 мкм, а зазор от 0 до 23 мкм. Допуск переходной посадки равен сумме наибольшего зазора и наибольшего натяга, взятых по абсолютному значению $TS(N) = S_{max} + N_{max}$, или равный сумме допусков вала и отверстия, составляет 41 мкм.

Определяем среднеквадратичное отклонение суммарной совокупности

$$\sigma_{пос.} = \frac{1}{6}\sqrt{25^2 + 16^2} = 4{,}947.$$

При средних размерах отверстия и вала получается зазор $S_c = 2{,}5$ мкм. Вычислим вероятность значений зазора в пределах от 0 до 2,5 мкм, т.е. найдем площадь, ограниченную линией симметрии кривой и ординатой, расположенной на расстоянии +2,5 мкм от линии симметрии (Рис. 1.5), т.е $x = 2{,}5$:

$$Z = \frac{2{,}5}{4{,}947} = 0{,}505.$$

Пользуясь таблицей значений функций Ф(z) [1], находим, что вероятность зазора в пределах от 0 до 2,5 мкм составляет $\Phi(z) = 0{,}1915$. Вероятность получения зазоров в соединении $0{,}5 + 0{,}1915 = 0{,}69$ или 69%. $1 - 0{,}69 = 0{,}31$ или 31%. Предельные значения натягов и зазоров:

$3\sigma_{пос} - 2{,}5 = 14{,}79 - 2{,}5 = 12{,}29$ мкм;

$3\sigma_{пос} + 2{,}5 = 14{,}79 + 2{,}5 = 17{,}29$ мкм.

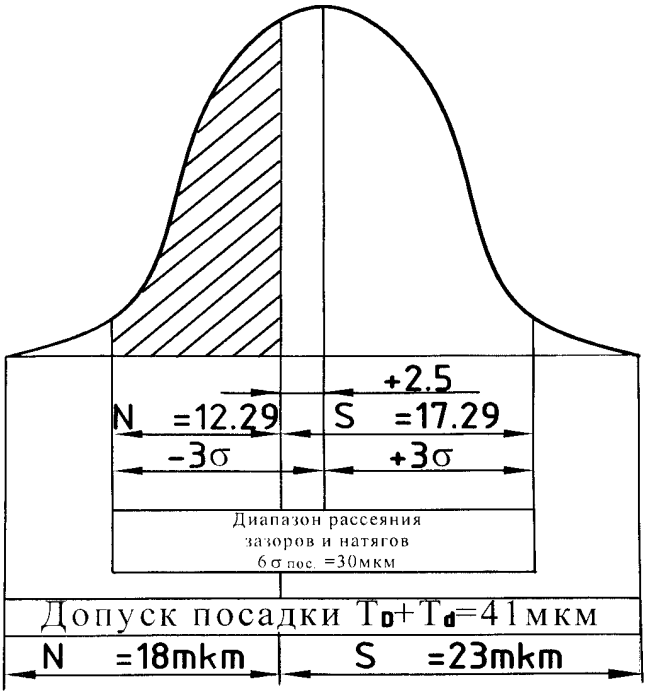



Рис. 1.5 Вероятность получения соединений с натягом и зазором в посадке $\varnothing 50\,\frac{H7}{k6}$

### 1.3 Назначение посадок

На выданном узле для всех сопряжений проставить посадки: а) полученные расчетом; б) назначенные исходя из условий работы по рекомендациям [1,2]. Номинальные размеры сопряжений даны в таблице на чертеже узла (приложение Г).

## 2 РАСЧЕТ КАЛИБРОВ

### 2.1 Расчет исполнительных размеров гладких калибров скоб

Контроль детали 6 (см. чертеж – приложение Г) по размеру ∅ 90 h6 в массовом и серийном производствах осуществляется с помощью предельных калибров скоб. Рассмотрим расчет их исполнительных размеров.

1 По ГОСТ 25347-13 (СТ СЭВ 144 – 75) определяем верхнее и нижнее отклонения вала ∅90 h6:

верхнее отклонение вала es = 0,

нижнее отклонение вала ei = -22 мкм.

2 Определяем наибольший предельный размер вала:

$d_{max} = d_н + es = 90 + 0 = 90$ мм.

Наименьший предельный размер вала:

$d_{min} = d_н + ei = 90 + (- 0{,}022) = 89{,}978$ мм.

3 По табл. 2 ГОСТ 24853-81 (СТ СЭВ 157-75) «Калибры гладкие для размеров до 500 мм» или табл. 1.3 [6] допуски определяем:

$Z_1 = 5$ мкм- отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для вала относительно наибольшего предельного размера вала;

$Y_1 = 4$ мкм – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для вала за границу поля допуска изделия.

$H_1 = 6$мкм – допуск на изготовление калибров для вала.

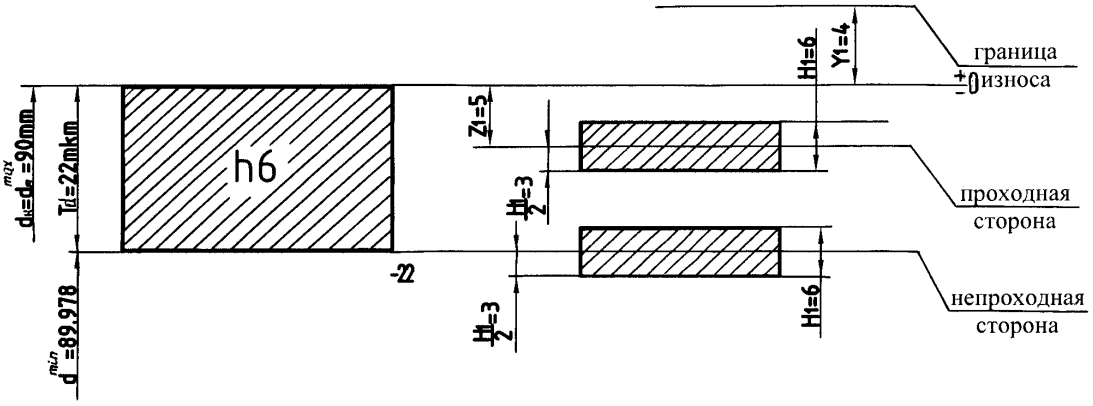



Рис. 2.1 Схема расположения полей допусков калибров для вала ∅90 h6

4 Строим схему расположения полей допусков вала, ПР и НЕ калибров-скоб (Рис.2.1).

5 Считаем исполнительные размеры калибров скоб.

В качестве исполнительного размера скобы берется наименьший предельный ее размер с положительным отклонением, равным допуску на изготовление калибра.

Наименьший предельный размер ПР стороны калибра- скобы

$d_{minПР} = d_{max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 90 - 0{,}005 - 0{,}003 = 89{,}992$ мм.

Наименьший предельный размер НЕ стороны калибра скобы

$d_{minНЕ} = d_{min} - \frac{H_1}{2} = 89{,}978 - 0{,}003 = 89{,}975$ мм.

Исполнительный размер ПР стороны калибра – скобы, который ставится на чертеже калибра, равен $89{,}992^{+0{,}006}$ мм.

Исполнительный размер НЕ стороны калибра – скобы $89{,}975^{+0{,}006}$ мм.

6 Чертеж калибра - скобы оформляется по всем требованиям ГОСТ ЕСКД. Конструкция и основные размеры калибров скоб определяются ГОСТ 18357 – 73…ГОСТ 18369 – 73. Технические требования по ГОСТ 2015 – 84.

2.2. Расчет исполнительных размеров гладких калибров-пробок. Контроль отверстия ∅ 90 Н7 осуществляется с помощью предельных калибров – пробок. Произведем расчет их исполнительных размеров.

1 По ГОСТ 25347-13 (СТ СЭВ 144 – 75) или другим источникам [1] определяем верхнее и нижнее отклонения ∅ 90 Н7.

Верхнее отклонение отверстия ES = +35 мкм,

Нижнее отклонение отверстия EI = 0.

2 Находим наибольший размер отверстия:

$D_{max} = D_н + ES = 90 + 0{,}035 = 90{,}035$ мм,

$D_{min} = D_н + EI = 90$ мм.

3 По табл. 2 ГОСТ 24853 – 81 «Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски» или табл. 1.3 [6], определяем:

Z= 5 мкм – отклонения середины поля допуска на изготовление проходного калибра для отверстия относительно наименьшего предельного размера отверстия;

H = 6 мкм – допуск на изготовление калибров для отверстия;

Y = 4 мкм – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для отверстия за границу поля допуска изделия.

4 Строим схему расположения полей допусков отверстия, ПР и НЕ калибров пробок (Рис. 2.2).

5 Считаем исполнительные размеры калибров-пробок.

В качестве исполнительного размера калибра-пробки берется наибольший предельный размер с его отрицательным отклонением, равным допуску на изготовление калибра.

Наибольший предельный размер ПР – проходного калибра пробки

$d_{max\ ПР} = D_{min} + Z + \frac{H}{2} = 90 + 0{,}005 + 0{,}003 = 90{,}008$ мм.

Исполнительный размер проходного калибра – пробки $\varnothing 90{,}008_{-0{,}006}$ мм.

Наибольший предельный размер НЕ – непроходного калибра – пробки

$d_{maxHE} = D_{max} + \frac{H}{2} = 90 + 0{,}035 + 0{,}003 = 90{,}038$ мм.

Исполнительный размер непроходного калибра – пробки $\varnothing 90{,}038_{-0{,}006}$ мм.

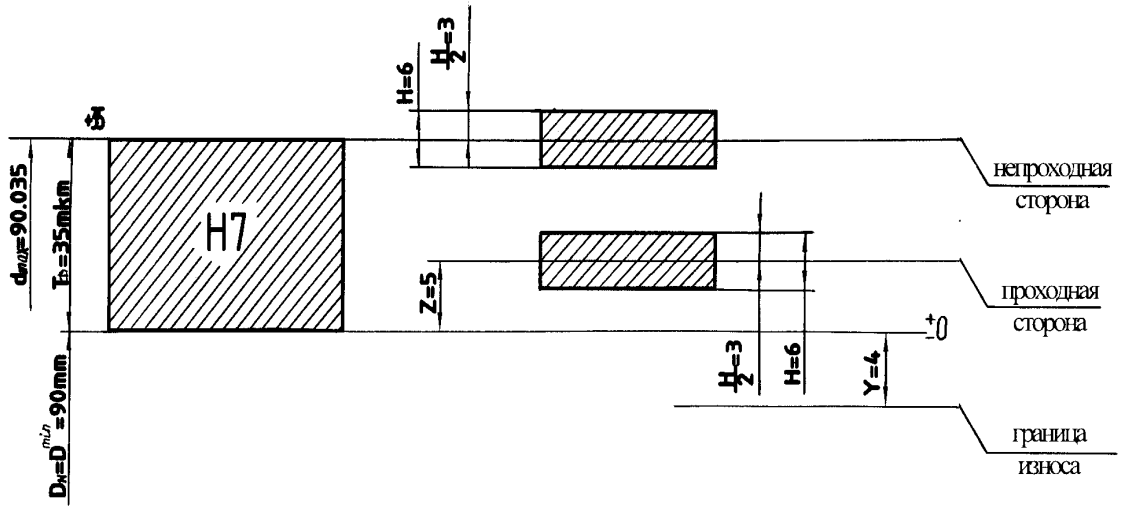



Рис. 2.2 Схема расположения полей допусков калибров для отверстия ∅90 H7

6 Чертеж калибров – пробок оформляются по всем требованиям ГОСТ ЕСКД.

Конструкция и основные размеры калибров – пробок определяются ГОСТ 14807- 69…ГОСТ 14827 –69. Технические требования по ГОСТ 2015 – 83.

7 Правила маркировки гладких калибров оговорены ГОСТ 2015 – 83. На нерабочей поверхности калибра наносится номинальный размер проверяемой детали, обозначения ее поля допуска. Числовые величины предельных отклонений проверяемой детали, обозначение назначения калибра (например, ПР, НЕ, К-И и т.п.).

У пробок с ручками маркировка должна быть нанесена и на ручке. Для нашего примера на калибре-скобе наносится 90h6 ($_{-0,022}$) (если скоба односторонняя, двухпредельная - назначение калибра опускается), на калибре-пробке ПР – 90H7 ($^{+0,035}$) ПР, калибре-пробке НЕ – 90H7 ($^{+0,035}$)26

НЕ. Правила указания на чертежах о маркировании приведены в ГОСТ 2.314 – 68 (СТ СЭВ 648 – 77) ЕСКД. Выносная линия с точкой от места нанесения маркировки оканчивается за контуром детали знаком маркировки – окружностью 10…15 мм. Внутри знака указывается номер пункта технических требований, в котором приведены указания о маркировании. Например: п.4. Пример формулировки пункта в технических требованиях чертежа: Маркировать 90 H7 ($^{+0,035}$) ПР шрифтом 3 – Пр3 по ГОСТ26.008 – 85.

# 3 ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

В приведенном примере назначим посадки подшипника качения в соединениях 16 – 15 и 16 – 17 (см. чертеж – приложение Г). Выбор посадки зависит от вида нагружения колец подшипника. Определяем виды нагружения.

По условиям работы узла внутреннее кольцо подшипника имеет циркуляционное нагружение, наружное – местное.

Присоединительные размеры подшипника заданы в таблице на чертеже узла. Класс точности подшипника для общего машиностроения принимается 0 или 6, серия подшипника принимается по стандарту на подшипники в зависимости от диаметров.

Для нашего примера принимаем класс точности 0 и среднюю серию, по которой в зависимости от диаметров d = 35 мм, D = 80 мм определяем ширину кольца

B = 21 мм и r = 2,5 мм [7].

1 Для циркуляционно-нагруженного кольца подшипника посадку выбираем по интенсивности радиальной нагрузки на посадочной поверхности:

$$P_r = \frac{R}{b} K_n \cdot F \cdot F_A, \quad (3.1)$$

где R – радиальная реакция опоры на подшипник, в Н (реакцию опоры рассчитать по известному значению $M_{кр.}$; если задано только $P_0$, или взять R на чертеже – задании узла);

b – рабочая ширина посадочной поверхности кольца подшипника за вычетом фасок;

$$b = B - 2r; \quad (3.2)$$

$K_п$ – динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки (при перегрузке до 150%, умеренных толчках и вибрации $K_п = 1$; при перегрузке до 300%, сильных ударах и вибрации $K_п = 1{,}8$) [1];

F – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе (при сплошном вале F = 1) [1];

$F_A$ – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки между рядами тел качения в двухрядных подшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии на опоре осевой нагрузки A, при этом может иметь значения от 1,2 до 2, в обычных случаях $F_A = 1$ [1].

Принимаем радиальную реакцию опоры R = 5350 Н, по условию задачи нагрузку с умеренными толчками и вибрацией

$$P_R = \frac{5350}{16} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 335 \frac{Н}{мм} \cdot \quad (3.5)$$

По величине $P_r$ и диаметру d кольца [2, табл.4.92] находим рекомендуемое основное отклонение.

Найденным значениям $P_r$ и d соответствует основное отклонение – k.

Номер квалитета зависит от класса точности подшипника. При посадке на вал, если подшипник 0; 6 класса, то вал IT6, если 4, 5 - IT5, если 2 - IT4.

При посадке в корпус, если подшипник 0; 6 класса, то корпус IT7, если 4, 5 - IT6, если 2 – IT5.

Для данного примера поле допуска вала в соединении 16-17 будет к6.

2 Для местно-нагруженного кольца основное отклонение выбираем по табл. 4.93 [2], а номер квалитета в зависимости от принятого класса подшипника. В данном примере основное отклонение отверстия в «корпусе» Н, для «0» класса допуск отверстия по IT7. Таким образом, поле допуска отверстия в соединении 16 –15 должно быть выполнено по Н7.

3 Для построения схемы расположения полей допусков находим отклонения наружного и внутреннего кольца подшипника по ГОСТ 3325 – 85. Отклонения вала и отверстия корпуса находим из таблиц ГОСТ 25347 – 82. Найденные отклонения наносим на схему.

4 Выполняем схему расположения полей допусков отверстия корпуса, вала, наружного и внутреннего колец подшипника. Определяем по схеме предельные значения зазоров и натягов при сборке подшипника с корпусом и валом (рис.3.1).

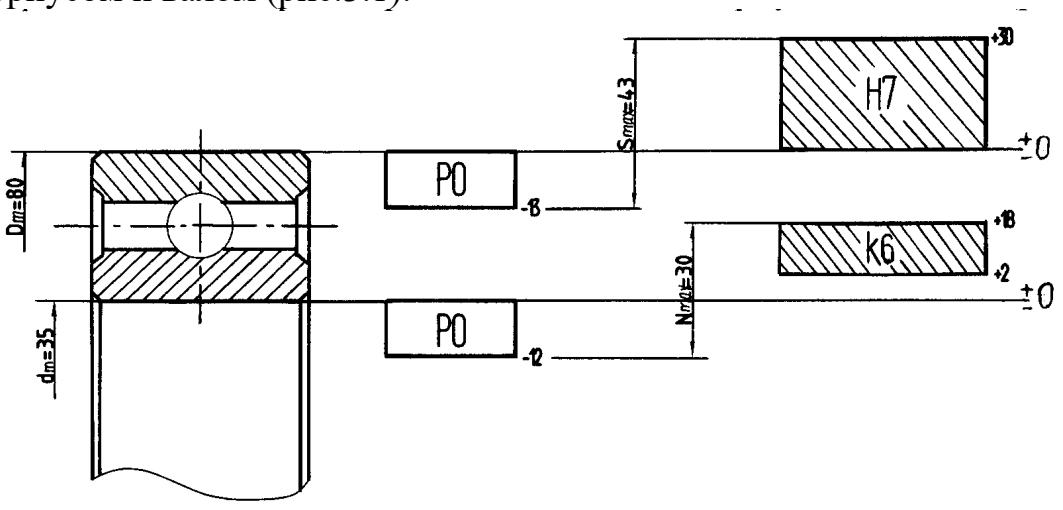



Рис. 3.1 Схема расположения полей допусков на диаметры колец подшипника качения

# 4 СТАНДАРТИЗАЦИЯ ТОЧНОСТИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Наиболее важными преимуществами шлицевых соединений перед шпоночными является возможность передачи больших крутящих моментов, высокая прочность и надежность соединения, повышенная точность центрирования и направления втулок на валу. Шлицевые соединения в зависимости от профиля зубьев разделяются на прямобочные, эвольвентные и треугольные.

С о е д и н е н и я ш л и ц е в ы е п р я м о б о ч н ы е. Они используются в подвижных (с зазором) и неподвижных (с натягом) соединениях.

Чтобы обеспечить передачу разных величин моментов, при нормировании их размеров (ГОСТ 1139 – 80) выделяют легкие, средние и тяжелые серии, которые отличаются в основном разными сочетаниями чисел зубьев, размерами внутреннего, наружного диаметров и шириной зуба (впадины).

Прямобочные шлицевые соединения обычно охватывают валы с наружным диаметром от 14 до 125 мм. Стандартами нормируются определенные сочетания z×d×D, которые можно использовать. В прямобочных шлицевых соединениях, зубья по которым образуются соединения, расположены параллельно оси соединения.

Требования к параметрам шлицевого соединения задаются в зависимости от принятой схемы центрирования между валом и втулкой, т.е. по той поверхности, по которой производится основное соединение. Используют три способа центрирования (соединения): по внутренней поверхности (по d), по наружной поверхности (по D) и по боковым поверхностям зубьев (по b) и впадин.

**Центрирование по D** используется для подвижных и неподвижных соединений, при передачи небольших крутящих моментов и в других соединениях, подвергаемых малому износу. Для обеспечения этого сопряжения втулка должна изготовляться с относительно небольшой твердостью, чтобы обеспечить обработку чистовой протяжкой. Вал может иметь большую твердость и обрабатывается шлифованием по наружному диаметру. Этот способ центрирования наиболее простой и экономичный.

**Центрирование по d** используется для получения высокой точности в отношении совмещения осей вала и втулки. Объясняется это тем, что отверстия по внутреннему диаметру и у вала, и у втулки могут быть окончательно обработаны шлифованием. Эти соединения используются, когда вал и втулка должны иметь большую твердость. Этот способ дорогой, но наиболее точный.

**Центрирование по b** используется, когда необходимо передать большие крутящие моменты особенно при знакопеременной нагрузке, тем более с реверсированием. При этом способе не обеспечивается высокой точности центрирования, и поэтому он применяется значительно реже, чем два других.

Посадки шлицевых соединений осуществляются по центрирующим поверхностям и бывают подвижные (с зазором) и неподвижные (с натягом). Рекомендации по сочетанию полей допусков вала и втулки даются в приложении к ГОСТ 1139-80. Посадки образуются из полей допусков, приведенных в стандарте. Характерной особенностью является то, что для размеров b всегда даются посадки независимо от способа центрирования.

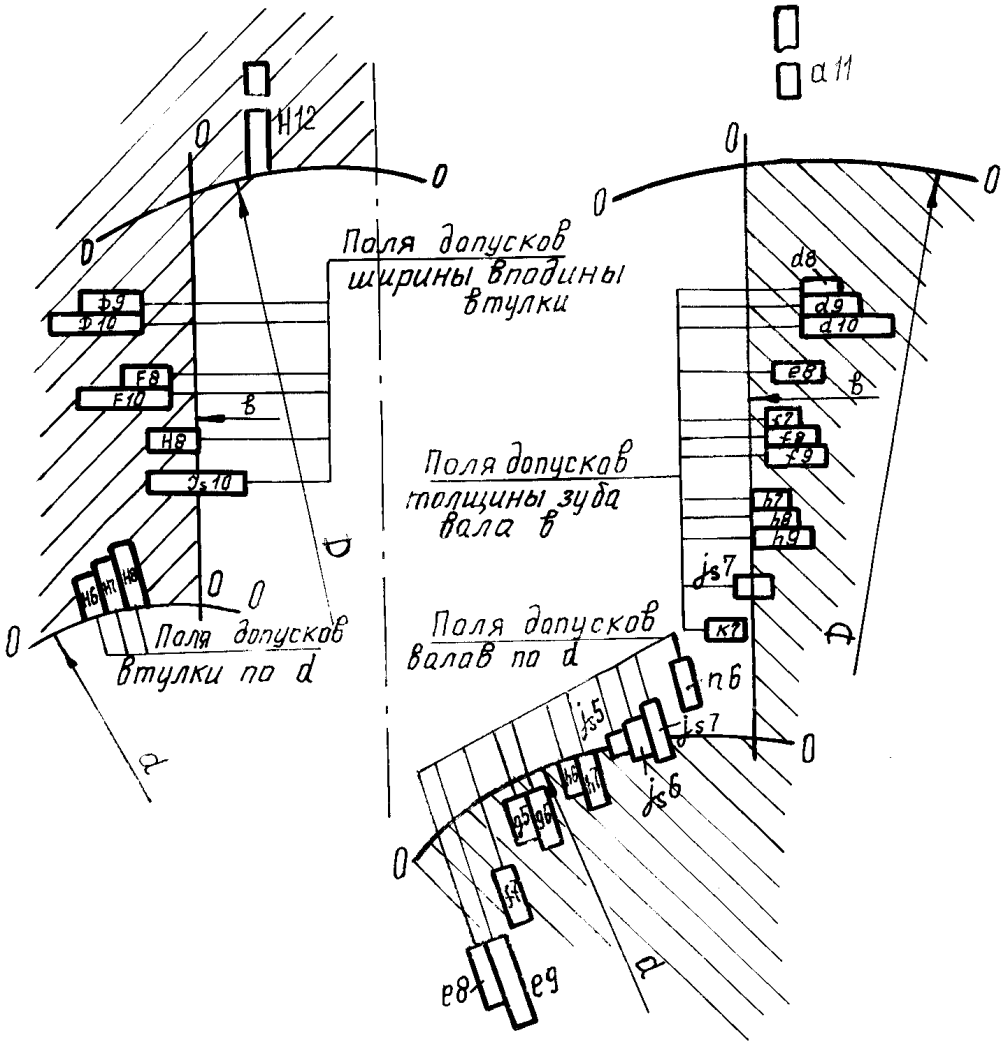



Рис. 4.1 Расположение полей допусков при центрировании по d

Из рекомендуемых посадок выделены посадки предпочтительного применения (см. рисунок 4.1):

При центрировании по D:

Посадки по D H7/f7; H7/$i_s$8;

Посадки по b F8/f7; F8/f8.

При центрировании по d:

Посадки по d H7/f7; H7/g6;

Посадки по b D9/h9; D9/$i_s$7; D9/k7; F10/d9; F10/$i_s$7.

При центрировании по размеру посадки по b:

Посадки по b F8/$i_s$7; D9/e8; D9/f8; F10/f8.

В стандартах не нормируется сочетание посадок по центрирующему диаметру и боковым сторонам.

Условное обозначение прямобочного шлицевого соединения включает указание способа центрирования, размера основных элементов и посадки по ним. Например:

$$d - 8 \times 36\frac{H7}{e8} \times 40\frac{H12}{a11} \times 7\frac{D9}{f8}.$$

Оно означает, что шлицевое соединение центрируется по внутреннему диаметру 36 мм, состоит из восьми зубьев с посадкой по $\frac{H7}{e8}$; D=40мм, а посадка его с использованием указаний стандарта как на нецентрирующую поверхность $\frac{H12}{a11}$;

b =7мм и посадка для этого параметра выбрана $\frac{D9}{f8}$.

Соответственно, отдельно втулка и вал обозначаются только с одним полем допуска:

для втулки d - $8\times 36H7 \times 40H12 \times 7D9$;

для вала d - $8\times 36e8 \times 40a11 \times 7f8$.

Допускается не указывать посадки по не центрирующим диаметрам, посадка по боковым сторонам указываются при всех способах центрирования. Например,

при центрировании по D:

D =$8\times 36 \times 40\frac{H8}{h7} \times 7\frac{F10}{h9}$;

при центрировании по боковым сторонам можно указать только посадку по этому параметру:

b-$8\times 36 \times 40 \times 7\frac{D9}{h8}$.

# 5 СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч./ В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. 6 – изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отд - ние, 1982. – Ч.1 543 с., ил.

2 Допуски и посадки. Справочник. В 2-х ч./ В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов. В.А. Брагинский. - 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. Ч.2. 448с.

3 Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979.- 343 с.

4 Никифоров А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учеб. пособие для машиностроительных спец. вузов. - М.: Высш. шк. 2000.-510 с.

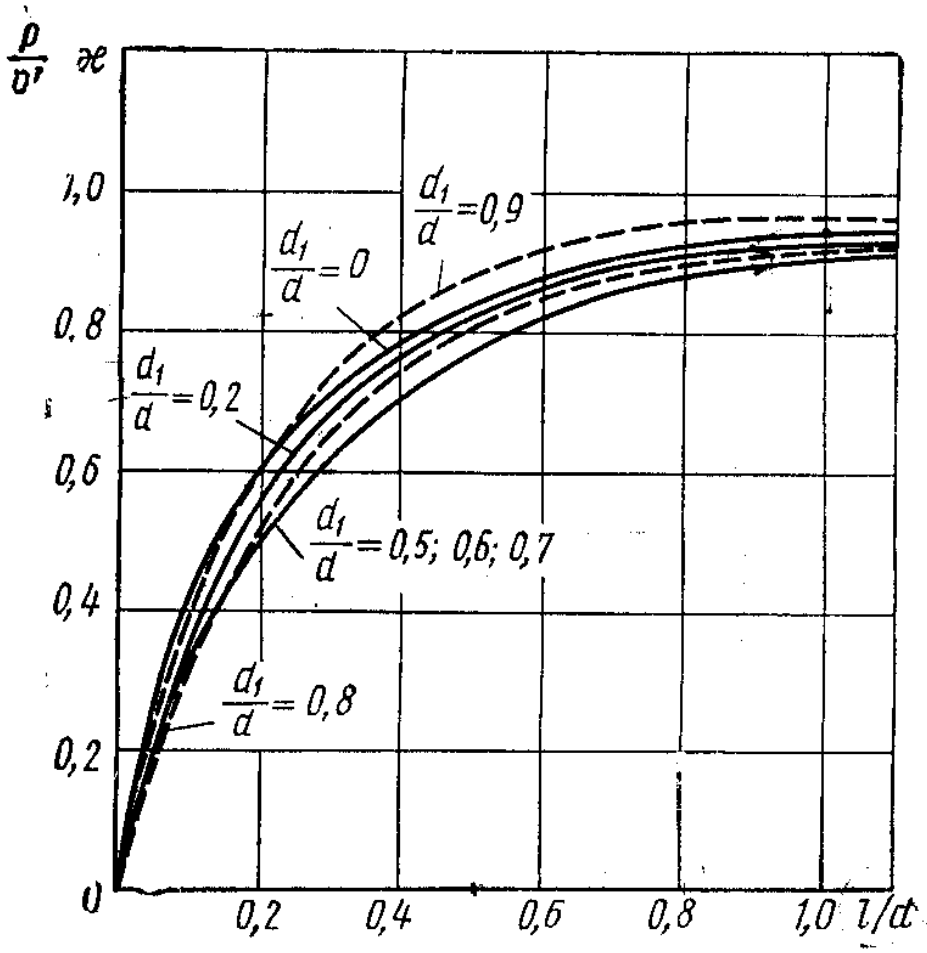
5 Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении: Справочник в двух т. – 2-е изд.. перераб. и доп. – М.: Издательство стандартов, 1989. – Т.1.-266 с.

6 Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении: Справочник в 2 т. – 2 – е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство стандартов, 1989. – Т.2: Контроль деталей. - 208 с.

7 Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3-х т. Т.2. 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 559 с.

8 Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3–х т. Т3. 5-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 557 с.

Приложение А



Приложение Б

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ**
**ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**
ЮРГИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

# МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ
Курсовая работа
ФЮРА.ХХХ ХХХ. 000 ПЗ

Студент _____И.О. Фамилия
(подпись)

Руководитель _____И.О. Фамилия
(должность, ученая степень, звание) (подпись, дата)

Юрга 20___

Приложение В

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования
ЮРГИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ)
ТОМСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

УТВЕРЖДАЮ:
руководитель ОПОП
_____ И.О. Фамилия
«_» _____ 202__ г.

**ЗАДАНИЕ**
**на выполнение курсовой работы по дисциплине**
**«Метрология, стандартизация и сертификация»**

Студенту гр. _____
1 Тема курсовой работы – Расчет и выбор посадок деталей машин
2 Срок сдачи студентом готовой работы «___» _____ 202___ г.
3 Исходные данные к работе: Задание №_____, вариант №___
4 Содержание текстового документа:
4.1. Расчет и выбор посадок (посадка с натягом, переходная посадка)
4.2. Расчет калибров
4.3. Посадки подшипников качения
4.4. Расчет резьбового соединения
4.5. Зубчатые колеса и передачи
4.6. Расчет шлицевого соединения
5 Перечень графического материала
5.1 Сборочный чертеж узла
5.2 Спецификация
5.3 Рабочий чертёж вала
5.4 Рабочий чертёж зубчатого колеса
6 Дата выдачи задания на выполнение курсовой работы

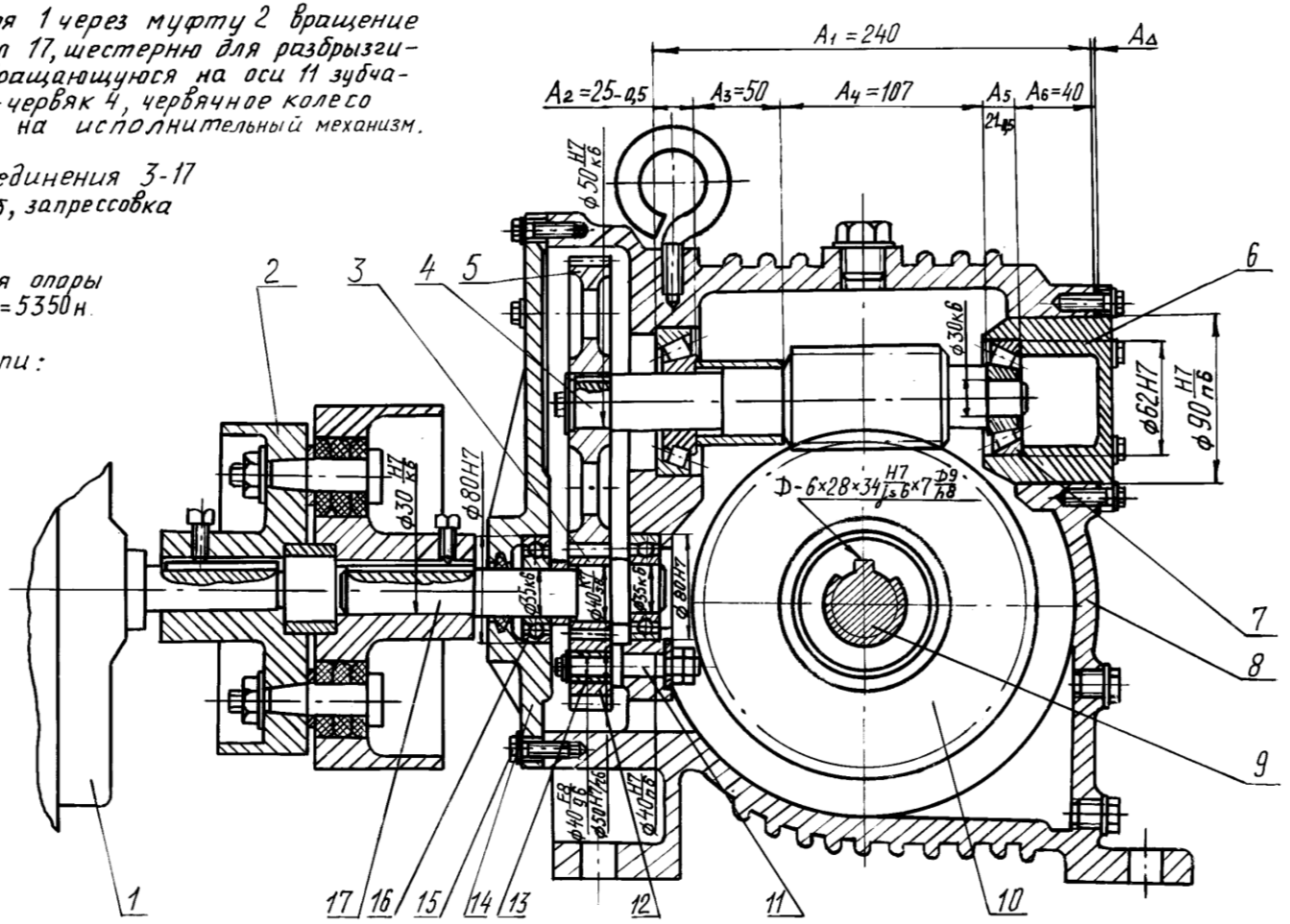
Руководитель _____ И.О. Фамилия
Задание принял к исполнению _____
«___» _____ 202___ г.

От электродвигателя 1 через муфту 2 вращение передается на вал 17, шестерню для разбрызгивания масла 12, вращающуюся на оси 11 зубчатое колесо 5, вал-червяк 4, червячное колесо 10 и от вала 9 на исполнительный механизм.

Для прессового соединения 3-17 считать $t°_{раб.} = t°_{сб}$, запрессовка механическая.

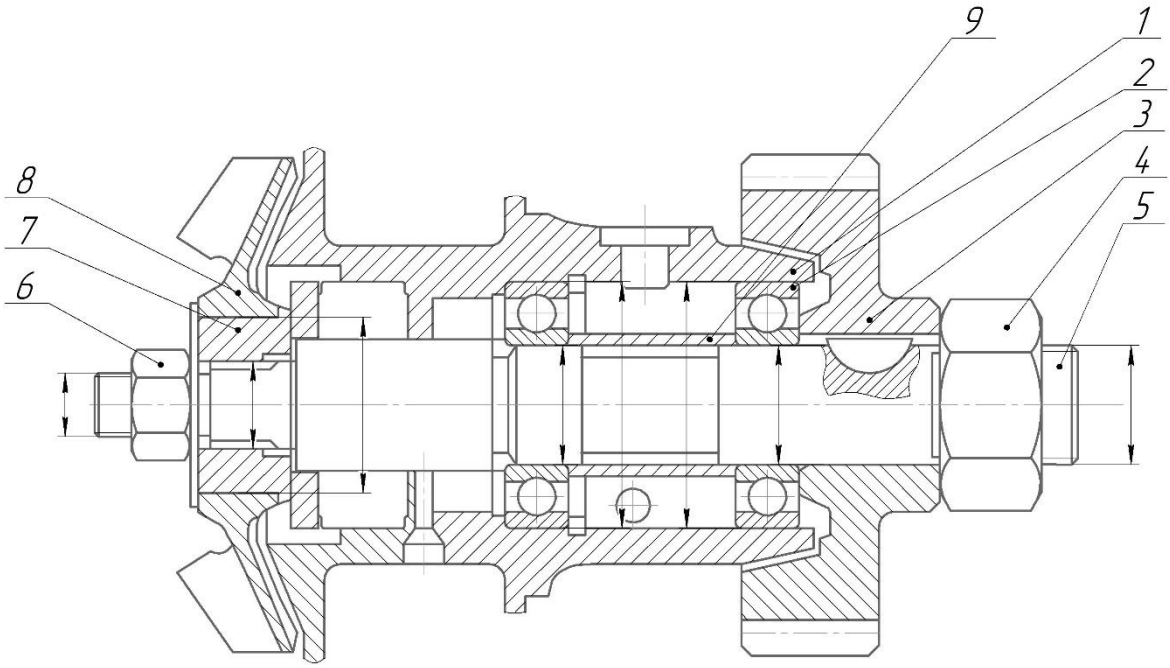
Радиальная реакция опоры на подшипник $R = 5350$ н.

Для размерной цепи:
1. $A_\Delta = 1 \ldots 3{,}5$ мм
2. $A_\Delta = 1 \ldots 2{,}12$ мм
3. $A_\Delta = 0{,}1 \ldots 0{,}5$ мм




| Данные для расчета посадок | с натягом | | сопряжение 3-17 | | Мкр = 300 мм | | Сталь 45 | $E_\Phi = E_d = 2{,}1 \cdot 10^5$ Па | | $\mu_\Phi = \mu_d = 0{,}3$ | $\sigma_т = 36 \cdot 10^7$ Па | $d_н = 40$ мм | $d_1$ 0 | $d_2$ 80 мм | $L$ 35 мм | $Ra_\Phi = 1{,}25$ мкм | $Ra_d = 0{,}63$ мкм | $f = 0{,}15$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | переходных | | сопряжение 4-5 | | Шестерня 5 имеет $m = 3$; $z = 40$ Степень точности 7-6-6-С | | | | | | | | | | | | | |
| | с зазором | | сопряжение 11-13 | | $d_н = 40$ мм | | $L = 45$ мм | | $n = 600 \frac{об}{мин}$ | | $R = 0{,}03 \cdot 10^4$ н | $t°_{раб.} = 50°С$ | | Масло индустриальное $\mu = 0{,}04$ Па·с | | Цапфа – сталь 45, закаленная $Ra_d = 0{,}32$ мкм | | Вкладыш – бронза БрОЦС 6-6-3 $Ra_\Phi = 0{,}63$ мкм |
| Сопряжение | 2-17 | 16-17 | 16-15 | 3-17 | 12-13 | 11-13 | 11-8 | 4-5 | 6-8 | 6-7 | 4-7 | 14 – 18 | | 9-10 | | Звенья размерной цепи | | |
| Диаметр | 30 | 35 | 80 | 40 | 50 | 40 | 40 | 50 | 90 | 62 | 30 | М14×1,5 – 7d/8h | | 6×28×34×7 | | $A_1$, $A_2$, $A_3$, $A_4$, $A_5$, $A_6$, $A_\Delta$ | | |

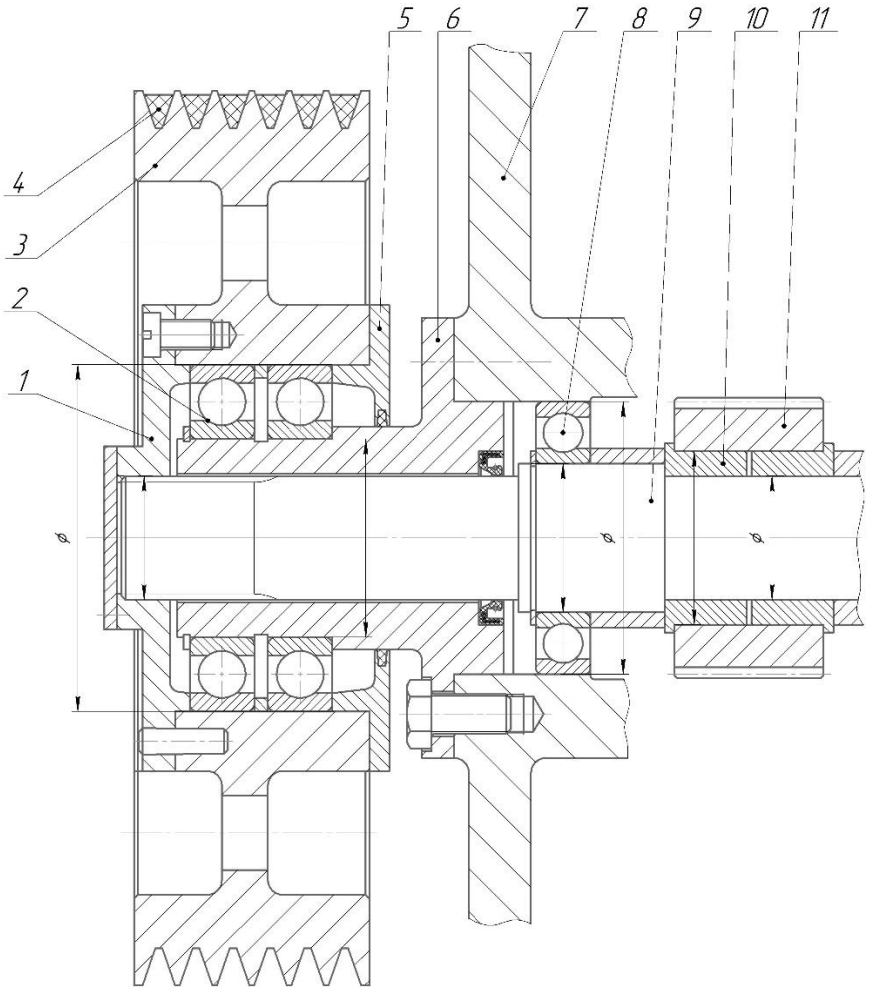
# Приложение Д




Для сопряжения 7-8 рассчитать и подобрать стандартную посадку с натягом.
Для сопряжения 3-5 рассчитать и подобрать стандартную переходную посадку.
Радиальная реакция опоры на подшипник 600 Н.

| Вариант | $d_1$ | $d_H$ | $d_2$ | l | Материал детали 8 | Материал детали 7 | Мкр, Нм | f |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | мм | | | | Ал9 | Сталь 45 | | |
| 0 | 16 | 33 | 127 | 26 | $E=0,9x10^{11}$ Па $\mu=0,33$ $\sigma_т=20x10^7$ Па Ra0,8 | $E=2x10^{11}$ Па $\mu=0,3$ $\sigma_т=35x10^7$ Па Ra1,25 | 3,13 | 0,07 |
| 1 | 18 | 36 | 143 | 28 | | | 3,91 | |
| 2 | 20 | 40 | 159 | 31 | | | 4,69 | |
| 3 | 23 | 44 | 183 | 35 | | | 5,47 | |
| 4 | 25 | 48 | 190 | 42 | | | 6,22 | |

| Вариант | Сопряжения | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 2-9 | 3-5 | 2-5 | 1-2 | 7-8 | 5-7 | 5-6 | 5-4 |
| | Диаметры сопряжений, мм | | | | | | | |
| 0 | 20 | 20 | 20 | 52 | 33 | 6x16x20 | M12-7H/6g | M18-6H/6g |
| 1 | 25 | 25 | 25 | 62 | 36 | 6x18x22 | M18-7H/6g | M20-6H/6g |
| 2 | 30 | 30 | 30 | 72 | 40 | 6x21x25 | M18-7H/6g | M22-6H/6g |
| 3 | 35 | 35 | 35 | 80 | 44 | 6x23x28 | M20-7H/6g | M24-6H/6g |
| 4 | 40 | 40 | 40 | 90 | 52 | 6x26x32 | M24-7H/6g | M27-7H/8g |

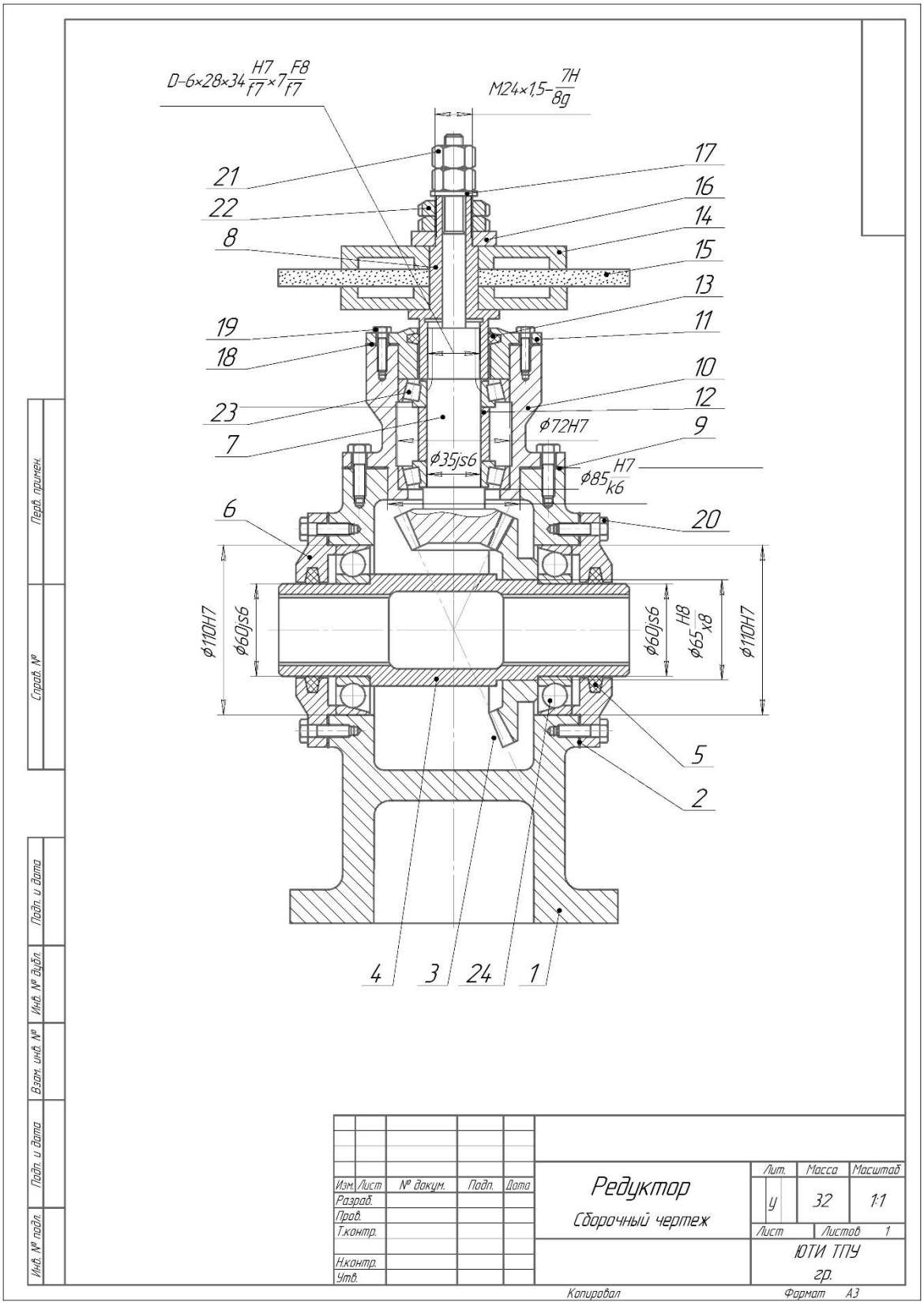


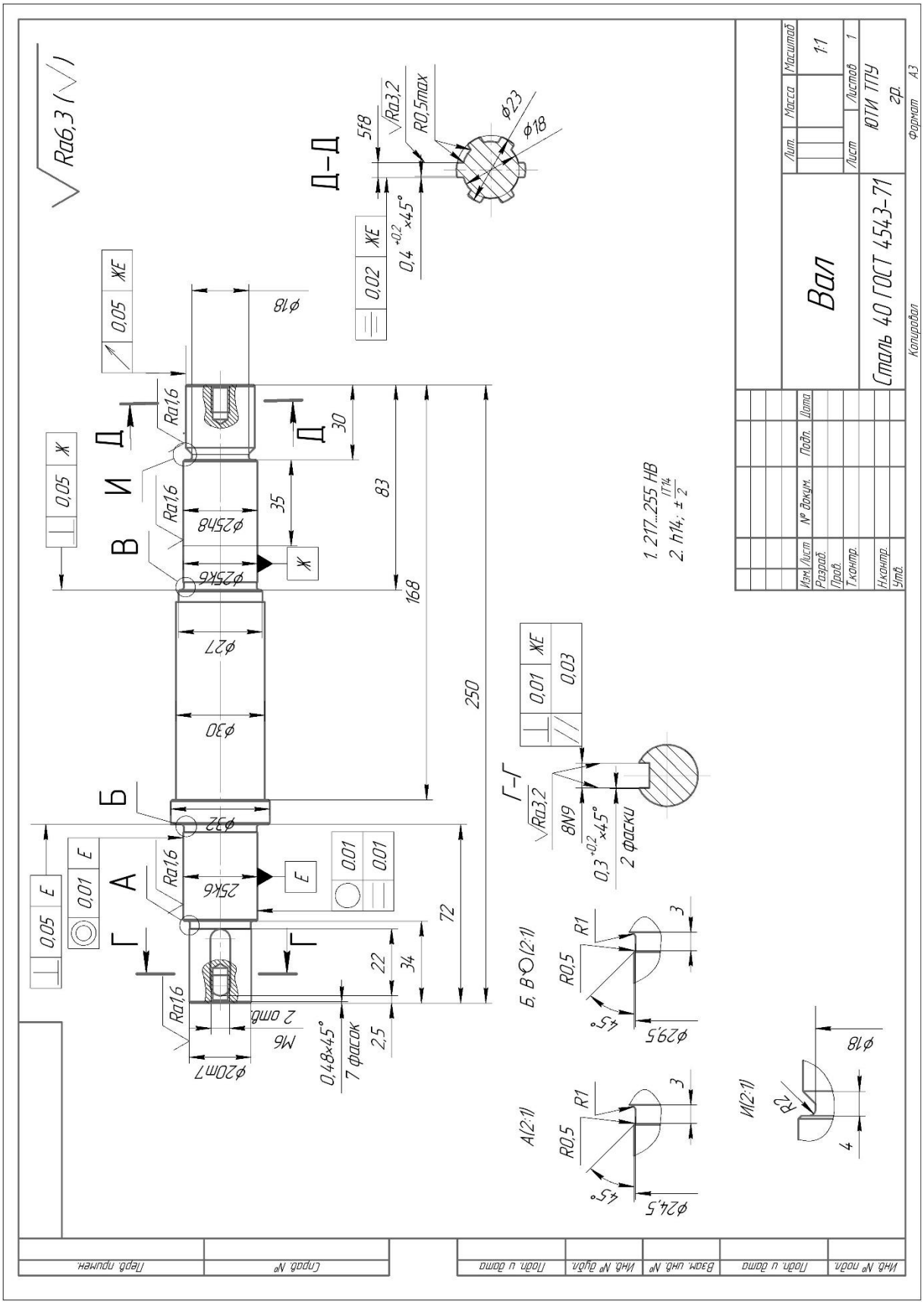

Для сопряжения 10-11 рассчитать и подобрать стандартную посадку с натягом.
Для сопряжения 9-10 рассчитать и подобрать стандартную переходную посадку.
Радиальная реакция опоры на подшипник R=950 Н.

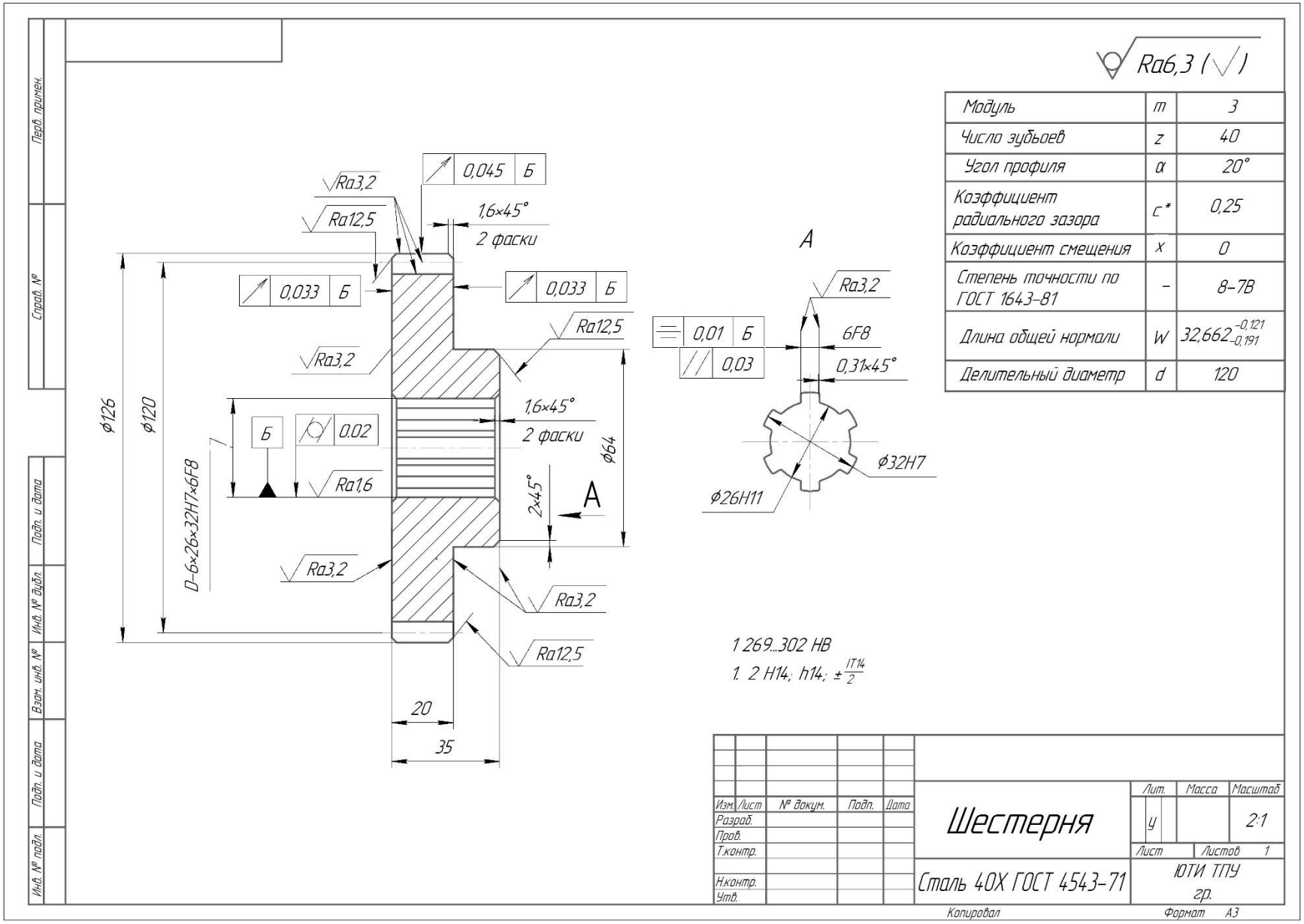
| Вариант | $d_1$ | $d_H$ | $d_2$ | l | Материал детали 11 | Материал детали 10 | Мкр, Нм | f |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | мм | | | | Сталь 40ХН | БрОФ10-1 | | |
| 5 | 20 | 30 | 54 | 20 | $E=2x10^{11}$ Па $\mu=0,3$ $\sigma_т=80x10^7$ Па Ra0,63 | $E=0,9x10^{11}$ Па $\mu=0,33$ $\sigma_т=20x10^7$ Па Ra0,63 | 3,13 | 0,20 |
| 6 | 40 | 50 | 72 | 40 | | | 3,91 | |
| 7 | 60 | 70 | 110 | 60 | | | 4,69 | |
| 8 | 65 | 75 | 120 | 65 | | | 5,47 | |
| 9 | 70 | 80 | 130 | 70 | | | 6,22 | |

| Вариант | Сопряжения | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 2-6 | 1-3 2-3 | 3-5 | 8-9 | 7-8 | 9-10 | 10-11 | 6-7 | 7-12 | 1-9 |
| | Диаметры сопряжений, мм | | | | | | | | | |
| 5 | 30 | 62 | 62 | 20 | 47 | 20 | 30 | 47 | М12-7Н/8g | 6x11x14 |
| 6 | 50 | 90 | 90 | 40 | 80 | 40 | 50 | 80 | М18-7Н/8g | 6x21x25 |
| 7 | 80 | 140 | 140 | 60 | 110 | 60 | 70 | 110 | М18-7Н/8g | 8x46x50 |
| 8 | 85 | 150 | 150 | 65 | 100 | 65 | 75 | 100 | М20-7Н/8g | 10x42x52 |
| 9 | 90 | 160 | 40 | 70 | 125 | 70 | 80 | 125 | М24-7Н/8g | 10x46x56 |

Приложение Е




Ra6,3
Вал
Сталь 40 ГОСТ 4543-71
ЮТИ ТПУ
гр.
Масштаб 1:1
Лист
Листов 1
Формат А3
Копировал
1. 217...255 НВ
2. h14; ±IT14/2
Д–Д
Г–Г
Б, В (2:1)
А (2:1)
И (2:1)
2 фаски
7 фасок
2 отв.
M6
Ra1,6
Ra3,2
R0,5max
R0,5
R1
250
168
83
72
34
30
22
2,5
35




| | | |
|---|---|---|
| Модуль | m | 3 |
| Число зубьоев | z | 40 |
| Угол профиля | α | 20° |
| Коэффициент радиального зазора | c* | 0,25 |
| Коэффициент смещения | x | 0 |
| Степень точности по ГОСТ 1643-81 | – | 8-7B |
| Длина общей нормали | W | $32{,}662^{-0{,}121}_{-0{,}191}$ |
| Делительный диаметр | d | 120 |

| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Разраб. | | | | | Шестерня | Лит. | Масса | Масштаб |
| Пров. | | | | | | У | | 2:1 |
| Т.контр. | | | | | | Лист | Листов 1 | |
| Н.контр. | | | | | Сталь 40Х ГОСТ 4543-71 | ЮТИ ТПУ гр. | | |
| Утв. | | | | | | | | |

Копировал Формат А3

Перв. примен. | Справ. № | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Учебное издание

# РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Методические указания к выполнению курсовой работы
по курсу «Метрология, стандартизация и сертификация», для студентов заочной формы, обучающихся по направлению 15.03.01 «Машиностроение», образовательная программа «Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств», «Оборудование и технология сварочного производства»

*Составитель*

Сапрыкин Александр Александрович

**Отпечатано в Издательстве ЮТИ ТПУ в полном соответствии с качеством предоставленного оригинал-макета**

Подписано к печати ___.___.2024 г. Формат 60x84/16 Бумага «Снегурочка».
Печать CANON. Усл. печ. л.2,32. Уч.-изд. л 1,07.
Заказ _____. Тираж 30 экз.

**Издательство**
Юргинский технологический институт (филиал)
Томского политехнического университета