



Федеральное государственное
бюджетное образовательное
учреждение высшего
профессионального
образования

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ

Инженерно-технологический факультет
Кафедра Автомобили, тракторы и технический сервис

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к курсовой работе
на тему: «Расчет и выбор посадок типовых соединений и
размерных цепей»

по направлениям подготовки бакалавров:

110800.62 «Агроинженерия»
190600.62 : «Эксплуатация и транспортно-технологических
машин и комплексов»

Для самостоятельной работы студентов
очного и заочного обучения
по дисциплине:
«Метрология, стандартизация и сертификация»
Раздел «Взаимозаменяемость, допуски и посадки»

УДК 621.7

Рекомендованы к изданию методическим советом университета,
протокол № 6 от 04.06.2009 г.

Составители: Мамаев А.Д., Цыплакова И.В., Драгун А.П.

СОДЕРЖАНИЕ

В в е д е н и е	4
Краткие общие методические указания	4
Задача 1. Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений. Выбор универсальных измерительных средств	5
Задача 2. Расчет посадок с натягом.....	9
Задача 3. Допуски и посадки подшипников качения	14
Задача 4. Допуски и посадки шпоночных соединений	18
Задача 5. Допуски и посадки шлицевых соединений	20
Задача 6. Расчет размерных цепей	23
Список литературы.....	32
Приложение А: Варианты заданий курсовой работы	33
Приложение Б: Подшипники шариковые радиальные однорядные.....	42
Приложение В: Чертежи к заданиям курсовой работы.....	43

Введение

Качество выпускаемых машин и агрегатов, а также оптимальные условия их производства и ремонта в значительной мере зависят от уровня стандартизации и взаимозаменяемости, используемых в конструкции деталей и узлов, а также правильного выбора допусков и посадок при их проектировании и изготовлении. В свою очередь соблюдение заданных допусков и посадок не возможно без использования соответствующих измерительных инструментов и приборов для контроля размеров при изготовлении деталей и сборке узлов.

В процессе изучения курса «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения» студент должен ознакомиться с общими принципами взаимозаменяемости и стандартизации, системой допусков и посадок, а также с методами и средствами измерения размеров деталей.

Практические занятия и лабораторные работы позволяют студенту закрепить теоретические знания, полученные на лекциях и самостоятельной подготовке, научиться назначать допуски и посадки, обоснованно выбирать контрольно-измерительные инструменты и уметь ими пользоваться, а также научиться пользоваться стандартами и справочной литературой.

Выполнение курсовой работы является завершающим этапом обучения по данному курсу и допуском к сдаче экзамена.

Краткие общие методические указания

Курсовая работа включает выполнение задач по 6-ти темам.

1. Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений.
2. Расчет посадки с натягом гладких цилиндрических соединений.
3. Допуски и посадки подшипников качения.
4. Допуски и посадки шпоночных соединений.
5. Допуски и посадки шлицевых соединений.
6. Расчет размерных цепей.

К каждой теме указан перечень задач, которые необходимо решить, приведены основные положения для их решения и рассмотрен пример. Исходные данные для каждого варианта курсовой работы приведены в приложении А.

Номер варианта соответствует двум последним цифрам учебного шифра студента, но может быть изменен по усмотрению преподавателя. Курсовая работа оформляется в виде пояснительной записки в объеме 18-20 страниц формата А4. Титульный лист оформляется по установленным в СПбГАУ правилам, текстовая и графическая части – в соответствии с требованиями ЕСКД.

Текст располагается на одной стороне листа с соблюдением ниже перечисленных требований. Ширина полей: сверху и снизу – не менее 20 мм; слева – 25 мм; справа – 10 мм. Обязателен список используемой литературы.

В тексте методических указаний в квадратных скобках приводятся ссылки на литературу.

Задача1. Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений. Выбор универсальных измерительных средств

Методические указания

При решении задачи необходимо руководствоваться заданием, указанным в таблице 1, приложения А в соответствии с заданным вариантом.

Согласно индивидуальному варианту требуется выполнить следующие работы.

1. По заданным номинальному размеру посадки и значениям предельных отклонений размеров вала и отверстия необходимо определить предельные значения размеров, допуски размеров, минимальный и максимальный зазор или натяг в соединении, а также установить квалитет, посадку, систему, в которой она выполнена, пользуясь справочной литературой [3, 8, 9] найти условные обозначения полей допусков, соответствующие заданным предельным размерам деталей в цифровом выражении, а также установить соответствующую шероховатость поверхностей деталей и рекомендуемый способ их механической обработки.

2. Начертить схему расположения полей допусков соединения, эскизы соединения и отдельных деталей (штуки и вала) с обозначением размеров, допусков и шероховатости поверхностей.

Квалитет, систему и наименование посадки устанавливают, исходя из номинального размера соединения и предельных отклонений размеров деталей в цифровом выражении.

Стандартами установлены две системы посадок: система отверстия и система вала. В автотракторной промышленности и сельхозмашиностроении более предпочтительное применение имеет система отверстия, чем система вала, главным образом, вследствие применения меньшего количества специального режущего инструмента и контрольно-измерительных средств.

Система вала применяется в конструкциях машин при разных посадках нескольких деталей на вал, при соединении стандартных деталей и узлов, выполненных по системе вала (например, наружного диаметра наружного кольца подшипника).

Установление наивыгоднейшего квалитета размеров деталей имеет большое практическое значение, так как от этого зависит надежность, долговечность и экономичность производства машин. При установлении квалитета следует учитывать особенности конструкции и технологии изготовления деталей и особенно завершающих операций, допускаемые отклонения размеров, допуски формы и расположения поверхностей детали, условия контроля и др.

5-й квалитет при производстве деталей тракторов и грузовых автомобилей обычно не применяется.

6-й квалитет является основным при обработке шеек коленчатых и распределительных валов, посадочных мест под подшипники качения, а также при изготовлении деталей коробки скоростей и др.

По 7 и 8 квалитетам изготавливают ответственные узлы автомобилей и сельскохозяйственных машин, посадочные отверстия деталей тракторов и

т.д.

8, 9 и 10 квалитеты применяются при изготовлении менее точных деталей тракторов, сельскохозяйственных и других машин.

Выбор посадок. Посадки сопрягаемых деталей выбирают, исходя из конструктивных и эксплуатационных условий, передаваемых крутящих моментов, герметичности, центрирования, обеспечения относительной подвижности или неподвижности деталей, а также на основании предварительного расчета, по аналогии с ранее проверенными практикой подобными соединениями [3].

Шероховатость поверхностей сопрягаемых деталей устанавливают в зависимости от назначения деталей, заданного номинального размера, квалитета (величины допуска) и посадки. После установления квалитета и значений шероховатости поверхностей назначают экономические виды окончательных механических обработок деталей.

Эскизы деталей и соединения приводятся в произвольном масштабе. Предельные отклонения указываются на чертежах непосредственно после номинального размера принятыми буквенными обозначениями и числовыми значениями.

Для наглядности поля допусков деталей и посадок изображаются в виде прямоугольников, ширина которых берется приблизительно равной 25 мм, длина – 40 мм относительно нулевой линии, соответствующей номинальному размеру соединения.

Все предельные отклонения с соответствующими знаками (+ или -) на схемах проставляются в микрометрах (мкм) против границ полей допусков.

Пример. Определить предельные отклонения, допуски, зазоры и натяги, допуск посадки, обозначить посадку и предельные размеры на чертежах, построить схему расположения полей допусков деталей цилиндрического соединения.

Задано соединение с размерами:

а) отверстие (D) - $\varnothing 28_{+0,020}^{+0,053}$, мм;

б) вал (d) - $\varnothing 28_{-0,021}$, мм.

Решение. Номинальный размер соединения $d_{н.с.} = 28$ мм.

Предельные отклонения отверстия:

верхнее отклонение $ES = +0,053$ мм; нижнее отклонение $EI = +0,020$ мм.

Предельные отклонения вала:

верхнее отклонение $es = 0$; нижнее отклонение $ei = -0,021$ мм.

Предельные размеры отверстия:

- наибольший - $D_{max} = D_n + ES = 28,000 + 0,053 = 28,053$ мм;

- наименьший - $D_{min} = D_n + EI = 28,000 + 0,020 = 28,020$ мм.

Предельные размеры вала:

- наибольший - $d_{max} = d_n + es = 28,000 + 0 = 28,000$ мм;

- наименьший - $d_{min} = d_n + ei = 28,000 + (-0,021) = 27,979$ мм.

Допуски размеров:

- отверстия - $T_D = D_{max} - D_{min} = 28,053 - 28,020 = 0,033$ мм

- вала - $T_d = d_{max} - d_{min} = 28,000 - 27,979 = 0,021$ мм.

Зазоры:

- наибольший зазор - $S_{max} = D_{max} - d_{min} = 28,053 - 27,979 = 0,074$ мм.

- наименьший зазор - $S_{min} = D_{min} - d_{max} = 28,020 - 28,000 = 0,020$ мм.

В данной посадке имеются зазоры, значит, она относится к группе посадок с зазором.

Допуск посадки: $T_s = S_{max} - S_{min} = 0,074 - 0,020 = 0,054$ мм.

В том случае, когда расчетная величина зазоров (S_{max} и S_{min}) получается со знаком (-), следует, что соединение задано по посадке с натягом и зазоры (S_{max} и S_{min}) необходимо заменить на натяги (N_{max} и N_{min}) с противоположным знаком (+).

Если же в результате расчета получаем S_{max} со знаком (+), а S_{min} со знаком (-), то следовательно соединение задано по переходной посадке, в которой минусовое значение S_{min} является максимальным натягом N_{max} с противоположным знаком (+).

Строим схему расположения полей допусков деталей. На схеме расположения полей допусков деталей дано наглядное представление о наличии в посадке зазоров (Рис.1.1).

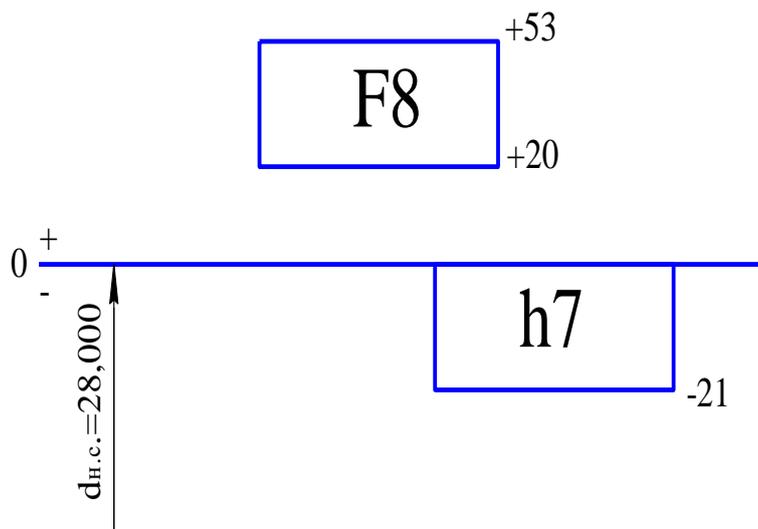


Рис.1.1 Схема расположения полей допусков отверстия и вала

По таблицам [3] устанавливаем, что предельные отклонения вала ($es = 0$ и $ei = -21$ мкм) соответствуют предельным отклонениям **основного вала** седьмого качества ($h7$), а предельные отклонения отверстия ($ES = +53$ мкм и $EI = +20$ мкм) соответствуют полю допуска $F8$. Следовательно, дана посадка с зазором **в системе вала**.

Обозначение посадки на чертеже:

буквенное - $\varnothing 28 \frac{F8}{h7}$; числовое - $\varnothing 28 \frac{+0,053}{-0,021}$.

Обозначение допусков размеров деталей соответственно:

отверстия – $\varnothing 28F8$ и $\varnothing 28_{+0,020}^{+0,053}$; вала - $\varnothing 28 h7$ и $\varnothing 28_{-0,021}$.

Обозначения посадки, предельных размеров деталей и шероховатости поверхности показаны на рис.1.2.

По справочнику [3] принимаем шероховатость поверхности отверстия $Ra = 1,6$ мкм, а вала – $Ra = 0,8$ мкм, а также находим, что окончательной обработкой отверстия является растачивание тонкое, а закаленного вала - чистовое круглое шлифование.

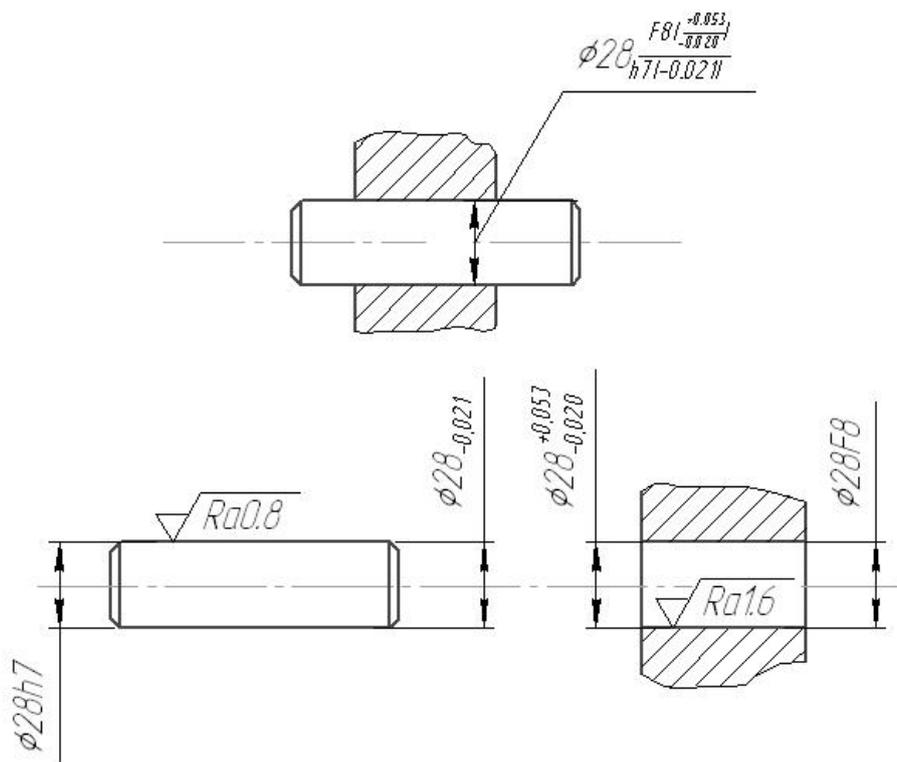


Рис. 1.2 Варианты обозначения посадки и размеров деталей

Выбор универсальных измерительных средств

Согласно ГОСТ 8.051-81 [7] величина допускаемой погрешности измерения принимается равной 35% от значения допуска на изготовление деталей по 5-6 квалитетам, 25% - для деталей, изготовленных по 7, 8 и 9 квалитетам, и 20% - для деталей, изготовленных по 10-14 квалитетам.

Необходимо соблюдать, чтобы предельная погрешность средства измерения ($\Delta \lim_{\text{изм}}$) равнялась бы или была меньше допустимой погрешности измерения конкретного размера гладкой цилиндрической детали ($\Delta_{\text{доп}}$), т.е. $\Delta \lim_{\text{изм}} \leq \Delta_{\text{доп}}$.

Пример.

Для измерения деталей: отверстия $\varnothing 28F8_{-0,020}^{+0,053}$, мм и вала $\varnothing 28h7_{-0,021}$, мм необходимо подобрать универсальные измерительные средства.

По ГОСТ 8.051-81 (таблицы 9 и 5) допустимая погрешность измерения

деталей составляет:

- для отверстия - $\Delta_{\text{доп}} = 18$ мкм, для вала - $\Delta_{\text{доп}} = 6$ мкм.

В таблицах 9 и 5 (ГОСТ 8.051-81), в зависимости от интервала номинального размера, приведена дробь, в числителе которой указана допускаемая погрешность измерения ($\Delta_{\text{доп}}$), а в знаменателе - допуск на изготовление данной детали. Ниже дроби обозначен шифр измерительного средства, состоящий из цифры и буквы: цифра - порядковый номер измерительного средства (таблицы 1 и 2 стандарта), а буква - вариант использования данного измерительного средства (а, б, в и т.д.).

По таблице 2 (ГОСТ 8.051-81) определяем, что для измерения отверстия $\varnothing 28F8$, мм с допуском 33 мкм рекомендуются индикаторные нутромеры с ценой деления шкалы 0,01 мм, настроенными по концевым мерам 3 класса точности; предельная погрешность измерения индикаторного нутромера составляет $\Delta \ell_{\text{изм}} = 10$ мкм.

По таблице 1 (ГОСТ 8.051-81) определяем, что валы 8 качества целесообразно измерять рычажными скобами с ценой деления шкалы 0,002 мм, настроенными по концевым мерам 3 класса точности. Предельная погрешность измерения рычажной скобы составляет $\Delta \ell_{\text{изм}} = 4,5$ мкм. Таким образом, выбранные измерительные средства отвечают предъявленным требованиям:

- для измерения отверстия - $\Delta \ell_{\text{изм}} = 10$ мкм $<$ $\Delta_{\text{доп}} = 18,0$ мкм;

- для измерения вала - $\Delta \ell_{\text{изм}} = 4,5$ мкм $<$ $\Delta_{\text{доп}} = 6$ мкм.

Задача 2. Расчёт и выбор посадок с натягом

Методические указания

При решении задачи необходимо руководствоваться заданием, указанным в таблице 1, приложения А в соответствии с заданным вариантом. Эскиз соединения приведен на рис.2.1. При решении этой задачи необходимо также ответить на все вопросы, поставленные в задаче 1.

Студент самостоятельно принимает необходимые для расчета данные:

а) по заданному номинальному размеру сопряжения определяет масштаб эскиза для своего варианта;

б) по масштабу устанавливает номинальные размеры диаметров D_1 и d_1 , посадочной длины l (рис.2.1);

в) для всех вариантов в качестве материала для сопрягаемых деталей принимаем для шестерни - сталь 45, для вала - сталь 50, а также другие справочные данные, соответствующие этим материалам, необходимые для решения задачи.

Методика расчёта и выбора посадок с натягом

Расчет посадок с натягом выполняется с целью обеспечить прочность соединения, т.е. отсутствие смещения сопрягаемых деталей под действием внешних нагрузок при достаточной прочности сопрягаемых деталей.

Исходя из первого условия, определяется наименьший допускаемый натяг $[N_{\text{min}}]$, необходимый для восприятия и передачи внешних нагрузок.

Исходя из второго условия, определяется наибольший допустимый натяг $[N_{\max}]$, при котором не будет пластических деформаций на контактных поверхностях при запрессовке.

Пример. Рассмотрим порядок расчета и выбора посадки с натягом для соединения отверстие ступицы шестерни – вал (рис.2.1, а).

Исходные данные:

- $d_{н.с.} = 50$ мм - номинальный размер соединения;
- $d_1 = 80$ мм - наружный диаметр ступицы;
- $l = 40$ мм - длина сопряжения;
- $D_1 = 10$ мм - диаметр отверстия вала (рис.2.1);
- $M_{кр} = 500$ Н·м - передаваемый крутящий момент.

Справочные данные:

- материал шестерни: сталь 45 (модуль упругости $E_2 = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м², коэффициент Пуассона $\mu_2 = 0,30$, предел текучести $\sigma_{T2} = 35 \cdot 10^7$ Н/м², шероховатость поверхности $Rz_D = 10$ мкм);

- материал вала: сталь 50 ($E_1 = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м², $\mu_1 = 0,30$, $\sigma_{T1} = 37 \cdot 10^7$ Н/м², $Rz_d = 6,3$ мкм).

Коэффициент трения:

- сталь по стали $f = 0,069 \div 0,13$.

В данном примере используется коэффициент трения сталь по стали $f = 0,08$.

Решение.

1. Определяем требуемое наименьшее удельное давление на контактных поверхностях соединения по формуле:

$$[P_{\min}] = \frac{2 \cdot M_{\text{ед.}}}{\pi \cdot d_{\text{ин}}^2 \cdot \ell \cdot f} = \frac{2 \cdot 500}{3,14 \cdot (50 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 0,08} = 3,97 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2.$$

Если задано передаваемое осевое усилие P_o , то требуемое наименьшее удельное давление на контактных поверхностях соединения определяем по формуле:

$$[P_{\min}] = \frac{D_o}{\pi \cdot d_{i.н.} \cdot \ell \cdot f}, \text{ Н/м}^2.$$

2. По полученному значению $[P_{\min}]$ определяем необходимую величину наименьшего расчётного натяга по формуле:

$$N'_{\min} = [P_{\min}] \cdot d_{i.н.} \cdot \left(\frac{\tilde{N}_1}{A_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \text{ МКМ}$$

где E_1 и E_2 – модули упругости соответственно вала и отверстия; C_1 и C_2 – коэффициенты, определяемые, по формулам:

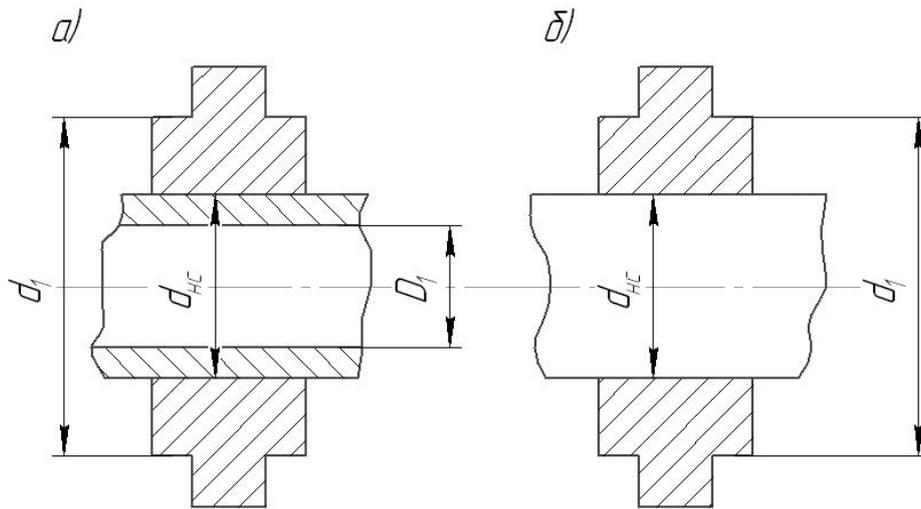


Рис. 2.1. Эскиз соединения деталей с натягом
 а) вал с отверстием; б) вал без отверстия ($D_1=0$)

а) для вала:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{D_1}{d_{н.с.}}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_1}{d_{н.с.}}\right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{10}{50}\right)^2}{1 - \left(\frac{10}{50}\right)^2} - 0,3 = 0,785 ;$$

б) для отверстия:

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_{н.с.}}{d_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{н.с.}}{d_1}\right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{50}{80}\right)^2}{1 - \left(\frac{50}{80}\right)^2} + 0,3 = 2,58.$$

Подставляем найденные значения C_1 и C_2 в формулу:

$$N'_{\min} = 3,97 \cdot 10^7 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0,785}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{2,58}{2 \cdot 10^{11}} \right) = 33,4 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 33,4 \text{ мкм}.$$

3. Если шероховатости сопрягаемых поверхностей обозначены параметром Rz , то определяем величину наименьшего допустимого натяга по формуле:

$$[N_{\min}] = N'_{\min} + 1,2(Rz_D + Rz_d) = 33,4 + 1,2(10 + 6,3) = 53 \text{ мкм}.$$

Если же шероховатость поверхности оценена параметром Ra , тогда наименьший натяг определяется по формуле:

$$[N_{\min}] = N'_{\min} + 5 \cdot (Ra_D + Ra_d).$$

4. Определяем наибольшее удельное давление на контактных поверхностях вала P_1 и втулки P_2 , при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей.

а) для вала:

$$P_1 = 0,58\sigma_{T_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{d_{н.с.}} \right)^2 \right] = 0,58 \cdot 37 \cdot 10^7 \cdot \left[1 - \left(\frac{10}{50} \right)^2 \right] = 20,06 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2 ;$$

б) для втулки:

$$P_2 = 0,58\sigma_{T_2} \left[1 - \left(\frac{d_{н.с.}}{d_1} \right)^2 \right] = 0,58 \cdot 35 \cdot 10^7 \cdot \left[1 - \left(\frac{50}{80} \right)^2 \right] = 12,8 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2 .$$

В качестве наибольшего удельного давления $[P_{н.б.}]$ берётся наименьшее из двух значений (P_1 или P_2), принимаем P_2 , имеющем значение меньше, чем P_1 . Следовательно, $[P_{н.б.}] = 12,8 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$.

5. Определяем величину наибольшего расчетного натяга N'_{\max} по формуле:

$$\begin{aligned} N'_{\max} &= [P_{т.д.}] \cdot d_{т.н.} \cdot \left(\frac{\tilde{N}_1}{\tilde{A}_1} + \frac{\tilde{N}_2}{\tilde{A}_2} \right) = 12,8 \cdot 10^7 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0,785}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{2,58}{2 \cdot 10^{11}} \right) = \\ &= 62 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,785 + 2,58}{2 \cdot 10^{11}} = 62 \cdot 10^5 \cdot 1,682 \cdot 10^{-11} = 104 \cdot 10^{-6} \text{ н} = 104 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

6. Определяем наибольший допустимый натяг $[N_{\max}]$ с учетом шероховатостей поверхностей по формуле:

$$[N_{\max}] = N'_{\max} + 1,2 \cdot (Rz_D + Rz_d) = 104 + 1,2(10 + 6,3) \approx 124 \text{ мкм} .$$

При более точных расчётах необходимо учитывать поправку, если при рабочей температуре натяг увеличивается, а также коэффициент, учитывающий увеличение удельного давления торцов охватывающей детали [3].

7. Условия подбора посадки:

а) наибольший натяг N_{\max} в подобранной посадке должен быть не больше $[N_{\max}]$:

$$N_{\max} \leq [N_{\max}];$$

б) наименьший натяг N_{\min} у выбранной посадки с учетом допусков возможных колебаний действующей нагрузки и других факторов должен быть больше $[N_{\min}]$:

$$N_{\min} \geq [N_{\min}].$$

8. Пользуясь справочником [3], находим посадку, соответствующую

условиям подбора.

В нашем примере выбираем посадку $50 \frac{H7}{\psi 7} \left(\begin{array}{c} +0,025 \\ +0,106 \\ +0,081 \end{array} \right)$, для которой

$$\begin{aligned} N_{\max} &= 106 \text{ мкм} < [N_{\max}] = 124 \text{ мкм}; \\ N_{\min} &= 56 \text{ мкм} > [N_{\min}] = 53 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Запас прочности соединения для данной посадки равен:

$$N_{\min} - [N_{\min}] = 56 - 53 = 3 \text{ мкм}.$$

Запас прочности деталей: $[N_{\max}] - N_{\max} = 124 - 106 = 18 \text{ мкм}$.

9. Определяем усилие запрессовки по формуле:

$$P_3 = f_{\Pi} \cdot D_{i.d.} \cdot \pi \cdot d_{i.n.} \cdot l, \hat{1} \hat{1}^2$$

где f_{Π} – коэффициент трения при запрессовке; $f_{\Pi} = (1,15 \div 1,2) \cdot f$.

Схема расположения полей допусков деталей посадки с натягом в системе отверстия представлена на рис.2.2.

Удельное давление P_{\max} при наибольшем натяге N_{\max} в посадке определяется по формуле:

$$\begin{aligned} P_{\max} &= \frac{N_{\max} - 1,2 \cdot (R_{z,D} + R_{z,d})}{d_{н.с.} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{(106 - 19,6) \cdot 10^{-6}}{50 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0,785 + 2,58}{2 \cdot 10^{11}} \right)} = \\ &= \frac{86,4 \cdot 10^{-6}}{50 \cdot 10^{-3} \cdot 1,682 \cdot 10^{11}} = \frac{86,4 \cdot 10^{-6}}{84 \cdot 10^{-14}} = 10,3 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2. \end{aligned}$$

$$P_3 = 0,096 \cdot 10,3 \cdot 10^7 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 3,14 = 62,2 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

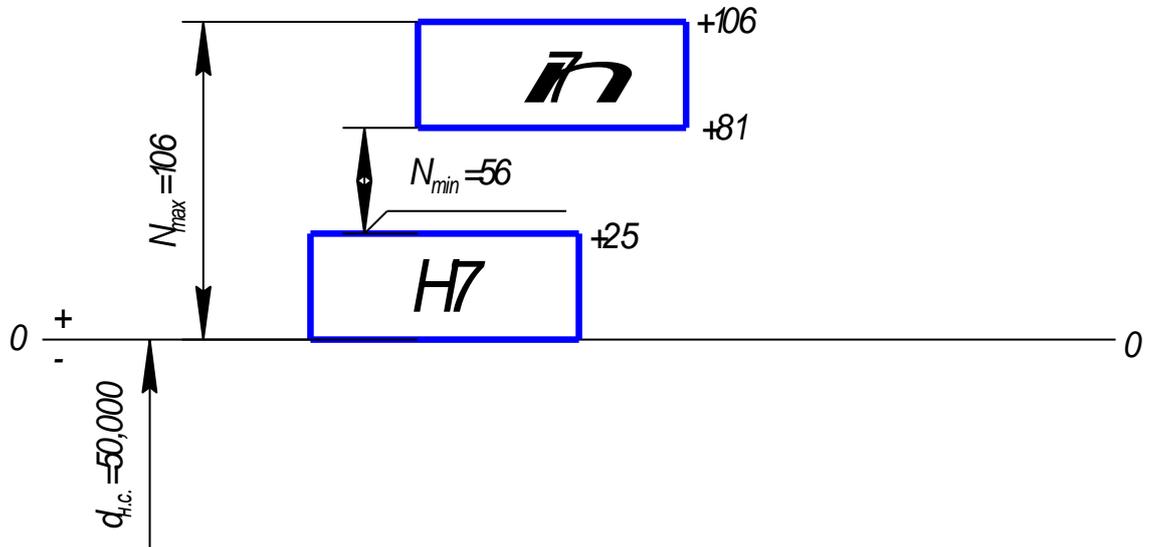


Рис. 2.2 Схема расположения полей допусков деталей посадки с натягом в системе отверстия

В тексте записки следует привести:

- 1) схему расположения полей допусков отверстия и вала;
- 2) эскизы деталей и соединения в сборе;
- 3) обозначить предельные размеры деталей и посадки в буквенном и числовом выражениях;
- 4) обозначить шероховатость посадочных поверхностей.

Задача 3. Допуски и посадки подшипников качения

Методические указания

При решении задачи необходимо руководствоваться заданием, указанным в таблице 1, приложения А в соответствии с заданным вариантом. Согласно индивидуальному варианту требуется выполнить следующие работы.

1. Установить номинальные значения параметров подшипника, принять один из видов нагружения для каждого кольца, выбрать посадки наружного и внутреннего колец.

2. Пользуясь справочниками, найти предельные отклонения вала и отверстия в корпусе и колец подшипника. Определить зазоры и натяги в соединениях.

3. Подобрать шероховатость посадочных поверхностей сопрягаемых деталей, установить допускаемые отклонения геометрической формы посадочных поверхностей и биения заплечиков [3].

4. Выбрать экономические способы окончательной обработки и контроля деталей.

5. Привести в записке схемы расположения полей допусков выбранных посадок, вычертить эскизы сопряжений подшипника с неосновными деталями, отдельно вала и отверстия со всеми необходимыми обозначениями.

Номинальные размеры параметров подшипника определяют, пользуясь справочником [2] или приложением Б, таблица 1.

Посадки подшипников качения на вал и в корпус выбираются в зависимости от вида нагружения колец по справочнику [3], по ГОСТ 3325-85 [10], либо по таблице 3.1.

Для всех вариантов принимаем циркуляционное нагружение - для внутреннего кольца и местное нагружение – для наружного кольца подшипника.

В зависимости от выбранной посадки устанавливаются предельные отклонения сопрягаемых деталей (вал - внутреннее кольцо; корпус – наружное кольцо). Отклонения на диаметры колец подшипника выбирают по специальным таблицам, приведённым в разделе "Подшипники качения" справочника [3]; ГОСТ 520-2002, на неосновные (присоединительные) детали - по справочнику [3], ГОСТ 25347-82 [9].

Таблица 3. 1 Посадки подшипников качения класса точности 0 и 6 на вал и отверстие корпуса (по ГОСТ 3325-85)

Класс точности подшипника	Нагрузка кольца		
	местное	циркуляционное	колебательное
	Посадки внутреннего кольца на вал		
<i>Шариковые и роликовые радиально-упорные подшипники качения</i>			
0	$\frac{L0}{f6}, \frac{L0}{g6}, \frac{L0}{h6}, \frac{L0}{j_s6}$	$\frac{L0}{j_s6}, \frac{L0}{k6}, \frac{L0}{m6}, \frac{L0}{n6}$	$\frac{L0}{j_s6}$
6	$\frac{L6}{f6}, \frac{L6}{g6}, \frac{L6}{h6}, \frac{L6}{j_s6}$	$\frac{L6}{j_s6}, \frac{L6}{k6}, \frac{L6}{m6}, \frac{L6}{n6}$	$\frac{L6}{j_s6}$
Посадки наружного кольца в корпус			
<i>Шариковые и роликовые радиально-упорные подшипники качения</i>			
0	$\frac{G7}{10}, \frac{H9}{10}, \frac{H8}{10}, \frac{H7}{10}, \frac{Js7}{10}$	$\frac{K7}{10}, \frac{M7}{10}, \frac{N7}{10}, \frac{P7}{10}$	$\frac{Js7}{10}$
6	$\frac{G7}{16}, \frac{H9}{16}, \frac{H8}{16}, \frac{H7}{16}, \frac{Js7}{16}$	$\frac{K7}{16}, \frac{M7}{16}, \frac{N7}{16}, \frac{P7}{16}$	$\frac{Js7}{16}$

Зазоры, натяги и все необходимые расчеты определяются так же, как и для гладких цилиндрических соединений, приведенных в задаче 1.

Шероховатость поверхностей, допускаемые отклонения от правильной геометрической формы посадочных поверхностей и допускаемые отклонения биения заплечиков вала и отверстия в корпусе под подшипники определяются по справочнику [3].

Выбор экономических способов окончательной обработки и измерительных средств для вала и корпуса производится аналогично гладким цилиндрическим деталям (задача 1).

Схема расположения полей допусков деталей соединения (наружное кольцо подшипника - корпус и внутреннее кольцо - вал) изображается так же, как и для гладких цилиндрических деталей соединения (см. задачу 1).

На сборочных чертежах посадки подшипников качения обозначают следующим образом: $\varnothing 70 \frac{L0}{m6}$ или $\varnothing 150 \frac{I7}{10}$,

где $m6$ и $H7$ - поля допусков неосновных деталей (вала и отверстия корпуса) по 6 и 7 квалитетам; $L0$ - поле допуска внутреннего диаметра внутреннего кольца подшипника по 0 классу точности; 10 - поле допуска наружного диаметра наружного кольца подшипника по 0 классу точности.

Пример. Подобрать посадки на кольца подшипника № 216 нулевого класса точности с деталями редуктора. Нагрузка на подшипник $P = 6000$ Н.

Решение. По справочнику [2] или приложению Б находим:

$d = 80$ мм ($80 \cdot 10^{-3}$ м) - номинальный размер диаметра внутреннего кольца подшипника;

$D = 140$ мм - ($140 \cdot 10^{-3}$ м) – номинальный диаметр наружного кольца;

$B = 26 \text{ мм} (26 \cdot 10^{-3} \text{ м})$ - ширина кольца;

$r = 3 \text{ мм} (3 \cdot 10^{-3} \text{ м})$ – радиус закругления.

K – коэффициент серии нагружения; (для легкой серии нагружения $K = 2,8$; для средней $K = 2,3$; для тяжелой $K = 2,0$).

По условиям работы заданного узла принимаем циркуляционный вид нагружения для внутреннего кольца подшипника, так как вращается вал и усилие передается последовательно всей дорожке качения внутреннего кольца подшипника. Для наружного кольца принимаем местный вид нагружения. Это кольцо допускает некоторое перемещение при толчках и ударах.

$L0$ – отклонение отверстия внутреннего кольца;

$l0$ – отклонение наружного размера подшипника.

Посадка внутреннего кольца на вал выбирается исходя из условий работы заданного узла по величине наименьшего расчетного натяга. Значение наименьшего расчетного натяга определяется по формуле:

$$N_{\min.p.} = \frac{13 \cdot P \cdot K}{10^6 (B - 2 \cdot r)} = \frac{13 \cdot 6,0 \cdot 10^3 \cdot 2,8}{10^6 \cdot (26 - 2 \cdot 3)} = 0,0109 \text{ мм} = 10,9 \text{ мкм} \approx 11 \text{ мкм}$$

(натяг округляется в сторону увеличения полученного значения натяга).

Так как присоединительная деталь (вал) изготавливается по 6 качеству (для подшипников качения "0" и "6" класса точности) в системе отверстия и он соединяется с отверстием внутреннего кольца подшипника неподвижно, то, пользуясь ГОСТ 25347-82 [9], находим его поле допуска (k , m , n или p), у которого нижнее отклонение должно быть равно или больше $N_{\min.p.}$, т.е. $ei \geq N_{\min.p.}$

Для рассматриваемого примера это условие будет выдержано, если примем поле допуска $m6$, у которого $es = +30 \text{ мкм}$ и $ei = +11 \text{ мкм}$.

Посадка внутреннего кольца подшипника на вал обозначается $\varnothing 80 \frac{L0}{m6}$.

Проверяем внутреннее кольцо подшипника качения на прочность. Вычисляем значение допустимого натяга:

$$N_{\text{дон}} \frac{11,4 \cdot [\sigma_p] \cdot K \cdot d}{(2K - 2) \cdot 10^3} = \frac{11,4 \cdot 400 \cdot 2,8 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{(2 \cdot 2,8 - 2) \cdot 10^3} = 0,364 \text{ мм}, \text{ или } 364 \text{ мкм}$$

где $[\sigma_p] = 400 \text{ МПа}$ - допустимое напряжение на растяжение подшипниковой стали; $d = 80 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ - внутренний диаметр внутреннего кольца подшипника.

Если натяг ($N_{\text{дон}}$) будет не равен целому числу мкм, то его округляют в сторону уменьшения полученного значения натяга.

Допустимый натяг $N_{\text{дон}} = 364 \text{ мкм}$ больше наибольшего табличного натяга $N_{\text{max.т.}} = 45 \text{ мкм}$ и, следовательно, подшипник имеет значительный запас прочности.

Для соединения наружная поверхность наружного кольца подшипника - отверстие в корпусе принимаем посадку $\varnothing 140 \frac{H7}{l0}$. Предельные отклонения, размеры посадочных поверхностей, зазоры и натяги определяем аналогично

решению, приведенному в задачах 1 и 2.

Шероховатость посадочной поверхности вала принимаем $R_a=1,25$ мкм, а отверстия в корпусе - $R_a=2,5$ мкм [3]. Для достижения выбранной шероховатости и качества посадочных поверхностей целесообразно применять закалённый вал, обработанный круглым чистовым шлифованием, а отверстие в корпусе - тонким растачиванием.

Допускаемая овальность и конусность посадочных поверхностей не должна быть более: для вала - 0,010 мм и для отверстия - 0,020 мм [3]. Допускаемое отклонение биения заплечиков не должно быть более: для вала - 0,025 мм и для отверстия - 0,050 мм.

Эскизы посадочных поверхностей и примеры обозначения посадки и предельных размеров деталей приведены на рис. 3.1.

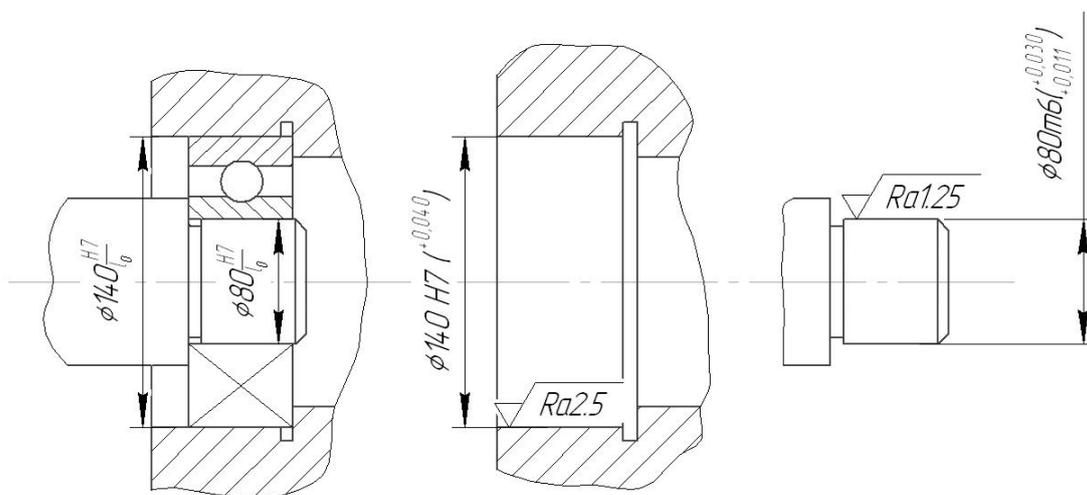


Рис. 3.1 Чертежи соединения подшипника качения с валом и корпусом и отдельно присоединительных деталей

Схемы расположения полей допусков деталей соединений представлены на рис.3.2.

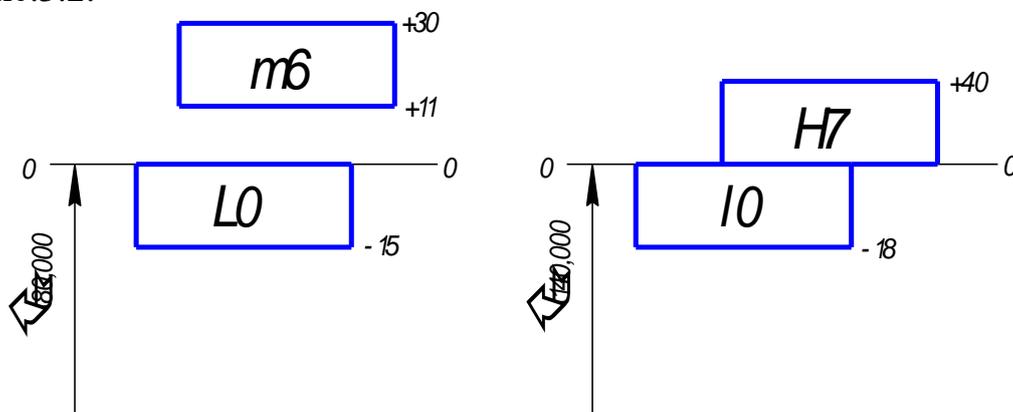


Рис. 3.2 Схема расположения полей допусков присоединительных деталей с кольцами подшипника качения

Задача 4. Допуски и посадки шпоночных соединений

Методические указания

При решении задачи необходимо руководствоваться заданием, указанным в таблице 1, приложения А в соответствии с заданным вариантом.

По данной теме необходимо выполнить следующие работы.

1. Исходя из номинального диаметра вала, соответствующего заданному варианту, по справочнику [3], ГОСТ 23360-78 [11], ГОСТ 24071-97 [12] определить номинальные размеры шпонки и пазов вала и втулки.

2. Из условия работы и назначения шпоночного соединения выбираются посадки: шпонка - паз вала и шпонка – паз втулки.

Выбор полей допусков шпонки по ширине и шпоночных пазов для призматических и сегментных шпонок производится по справочнику [3], либо по таблицам ГОСТ 23360-78 [11] и ГОСТ 24071-97 [12], а числовые значения отклонений по ГОСТ 25346-89 [8].

Кроме того необходимо рассчитать предельные размеры шпонки и пазов и допуски этих размеров; определить наибольшие и наименьшие зазоры или натяги в соединении. Построить схемы расположения полей допусков деталей соединения.

3. Выбрать экономические способы окончательной обработки поверхностей шпонки и пазов.

Экономическими способами окончательной обработки поверхностей являются: шпонки - плоское полустороннее шлифование, паза вала под сегментную шпонку - фрезерование трехсторонней дисковой фрезой, паза вала под призматическую шпонку - фрезерование чистовое концевой фрезой и паза втулки - протягивание в крупносерийном, долбление в индивидуальном и мелкосерийном производствах.

4. Шероховатость поверхности деталей шпоночного соединения с призматической и сегментной шпонками выбирается по справочнику [3].

5. Привести эскизы деталей шпоночного соединения и проставить предельные размеры на них с буквенными и числовыми обозначениями отклонений; указать на деталях шероховатость поверхностей.

6. Описать контрольно-измерительные средства для комплексной и поэлементной проверки деталей шпоночного соединения.

Пример. Подобрать посадки призматической шпонки с пазами вала и втулки. Номинальный размер диаметра вала $d = 30$ мм.

Решение. Номинальные размеры деталей шпоночного соединения принимаем по ГОСТ 23360-78 [11]:

$b = 8$ мм - ширина шпонки,

$h = 7$ мм - высота шпонки.

Шпоночное соединение предназначено для серийного производства общего машиностроения. По ГОСТ 23360-78 выбираем посадки: соединение шпонка – паз вала $b8 \frac{N9}{h9}$, соединение шпонка - паз втулки $b8 \frac{J_s 9}{h9}$.

После выбора числовых значений по ГОСТ 25347-82 [9] посадки запи-

шпунка – паз вала $b8 \frac{-0,036}{-0,036}$, мм; шпунка - паз втулки $b8 \frac{\pm 0,018}{-0,036}$, мм .

Расчеты предельных размеров, допусков, зазоров и натягов шпоночного соединения привести в пояснительной записке.

Принимаем шероховатость рабочих поверхностей шпунки $R_a=2,5$ мкм, паза вала - $R_z=20$ мкм и паза втулки $R_z=20$ мкм, нерабочих поверхностей шпунки, паза вала и паза втулки - $R_z=40$ мкм.

Выбираем экономические способы окончательной обработки:

- шпунки - плоское шлифование;
- паза вала - фрезерование чистовое концевой фрезой;
- паза втулки - протягивание чистовое.

Перечень контрольно-измерительных средств, необходимых для контроля деталей шпоночного соединения, должен быть описан и пояснен эскизами соответствующих средств, пользуясь литературными источниками [3,5].

Схемы расположения полей допусков деталей приведены на рис. 4.1.

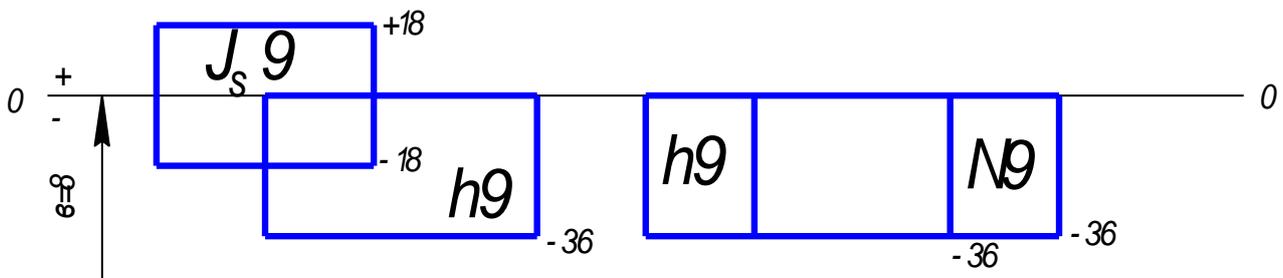


Рис. 4.1 Схема расположения полей допусков деталей посадок шпунка-паз втулки и шпунка-паз вала

Эскизы деталей шпоночного соединения представлены на рис. 4.2.

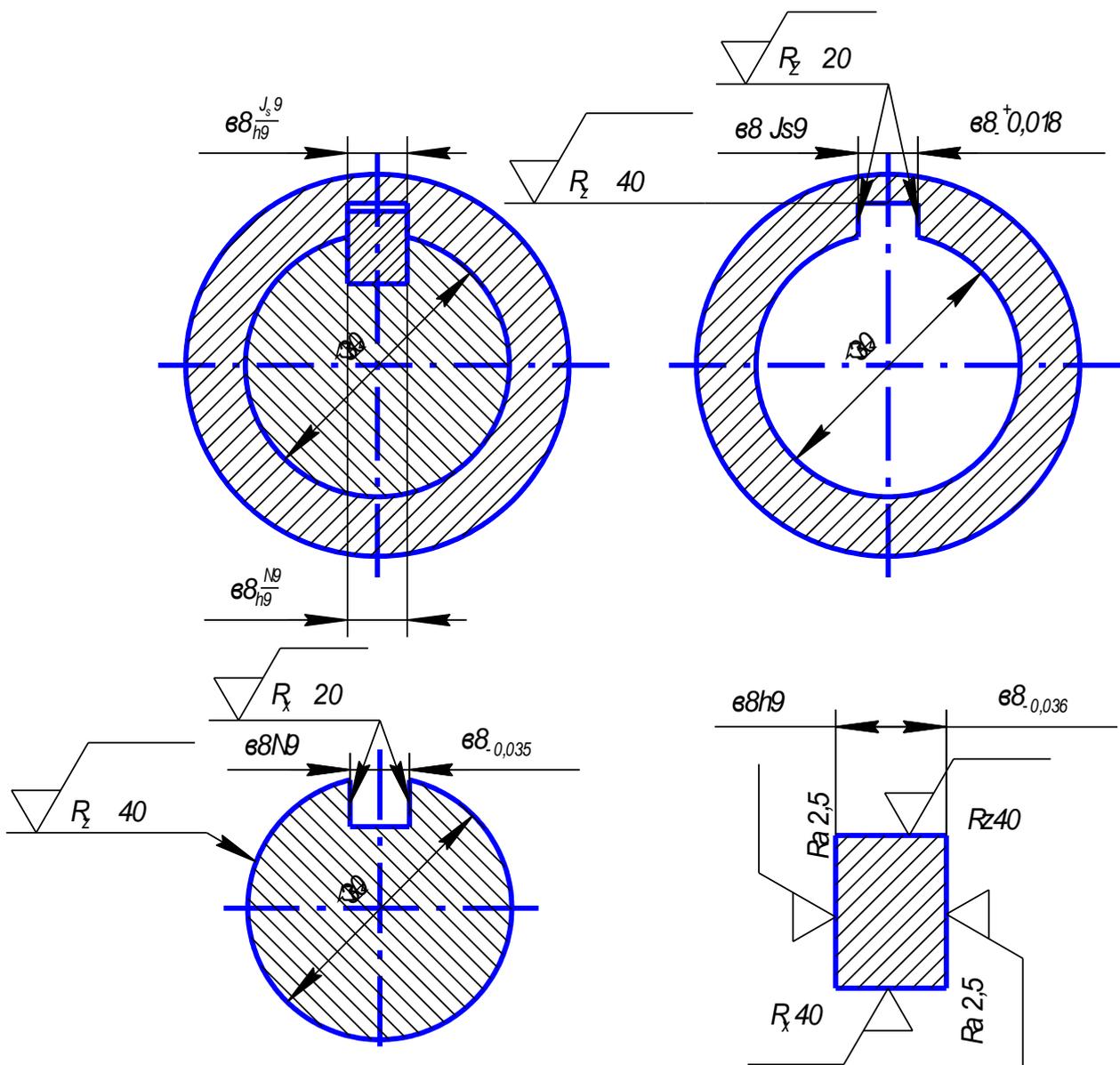


Рис. 4.2 Эскизы шпоночного соединения и отдельно каждой детали

Далее в записке должны быть также приведены все необходимые расчеты, как это было сделано в задаче 1.

Задача 5. Допуски и посадки шлицевых соединений

Методические указания

При решении задачи необходимо руководствоваться заданием, указанным в таблице 1, приложения А в соответствии с заданным вариантом.

По данной теме необходимо выполнить следующие работы.

1. Выбрать способ центрирования и посадки элементов шлицевого соединения.
2. Определить предельные отклонения центрирующего и нецентрирующего диаметров, а также ширину пазов втулки и толщину зубьев вала.
3. Выбрать шероховатость сопрягаемых поверхностей деталей и обозначить её на эскизе; указать экономические способы окончательной обра-

ботки поверхностей шлицевого соединения, обеспечивающие заданную точность и шероховатость поверхности. Построить схемы расположения полей допусков выбранных посадок.

4. Указать контрольно-измерительные средства, применяемые для комплексной и поэлементной проверки шлицевых деталей на автотракторных заводах и ремонтных предприятиях.

5. Вычертить эскизы поперечных сечений шлицевого соединения (в сборе) и деталей, проставить посадочные и предельные поэлементные размеры (в буквенных и числовых обозначениях).

Номинальные размеры элементов деталей шлицевого соединения определяются по ГОСТ 1139-80 [14]. Исходя из назначения и условий работы заданного шлицевого соединения, выбирают способ центрирования и посадки центрирующих поверхностей. При выборе рекомендуется пользоваться литературой [1, 3].

На основании выбранных посадок и заданных номинальных размеров шлицевого соединения по справочнику [3] определяются их квалитеты, предельные отклонения.

Схемы расположения полей допусков деталей шлицевого соединения строятся по аналогии с деталями гладкого цилиндрического соединения. Шероховатость поверхности деталей определяется по справочнику [3].

Средства комплексного и поэлементного контроля деталей шлицевого соединения на заводах массового и крупносерийного производства (автотракторные заводы) приведены в литературе [1,3,5]. Характерным для этого контроля является применение комплексных и поэлементных калибров. В работе необходимо кратко описать конструкции принятых калибров. На ремонтных предприятиях комплексная проверка шлицевых деталей производится заменяемыми сопрягаемыми деталями. Измерение отдельных элементов шлицевых деталей осуществляется универсальными измерительными средствами.

Простановка на чертежах предельных размеров элементов шлицевого соединения производится по ГОСТ 1139-80.

Пример. Определить посадку шестерни на ведущий вал приводного шкива трактора "Беларусь".

Исходные данные:

$z = 8$ шт – количество шлицов;

$d = 42$ мм – внутренний диаметр;

$D = 48$ мм – наружный диаметр.

На основании исходных данных по справочнику [3] принимаем среднюю серию нагружения и определяем $b = 8$ мм, (где b – номинальный размер по ширине шлица).

Решение. Обоснование вида центрирования шлицевого соединения: приводной механизм служит для передачи значительных по величине крутящих моментов, при соединении подвижном принимаем посадку с зазором, центрирование по " D ", т.к. шестерня каретки в процессе работы редко перемещается по валу.

Сочетание полей допусков выбираем из группы полей допусков преимущественного применения. Условное обозначение рассматриваемого шлицевого соединения:

$$D - 8 \times 42 \times 48 \frac{H7}{f7} \times 8 \frac{F8}{f8}.$$

Числовые значения предельных отклонений на размеры шлицевого соединения выбираем по таблицам стандарта ГОСТ 25347-82 [9].

Предельные размеры и отклонения элементов деталей шлицевого соединения, шероховатость поверхности и способы обработки их приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 Предельные размеры, отклонения, шероховатость поверхности и способы окончательной (чистовой) обработки шлицевых поверхностей

Наименование элементов деталей шлицевого соединения	Предельные размеры, мм	Предельные отклонения, мкм		Шероховатость поверхности, мкм	Способ окончательной (чистовой) обработки
		Верхнее	Нижнее		
Центрирующие элементы:					
Отверстие	48 H7	+25	0	Ra=1,25	протягивание
Вал	48 f7	-25	-50	Ra=0,62	шлифование
Ширина впадин отверстия	8 F 8	+35	+13	Ra=1,25	протягивание
Толщина зубьев вала	8 f 8	-13	-35	Ra=1,25	шлифование
Нецентрирующие элементы:					
Отверстие	42 H 11	+160	0	Rz=40	зенкерование
Вал	42 _{-2,5}	0	- 2500	Rz=40	фрезерование

Схемы расположения полей допусков элементов деталей, выбранных посадок шлицевого соединения приведены на рис. 5.1., а эскизы соединения и деталей – на рис.5.2.

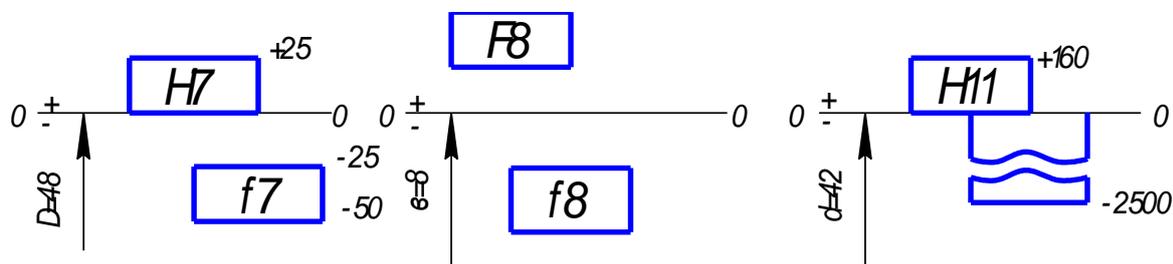


Рис. 5.1 Схемы расположения полей допусков посадок элементов шлицевого соединения

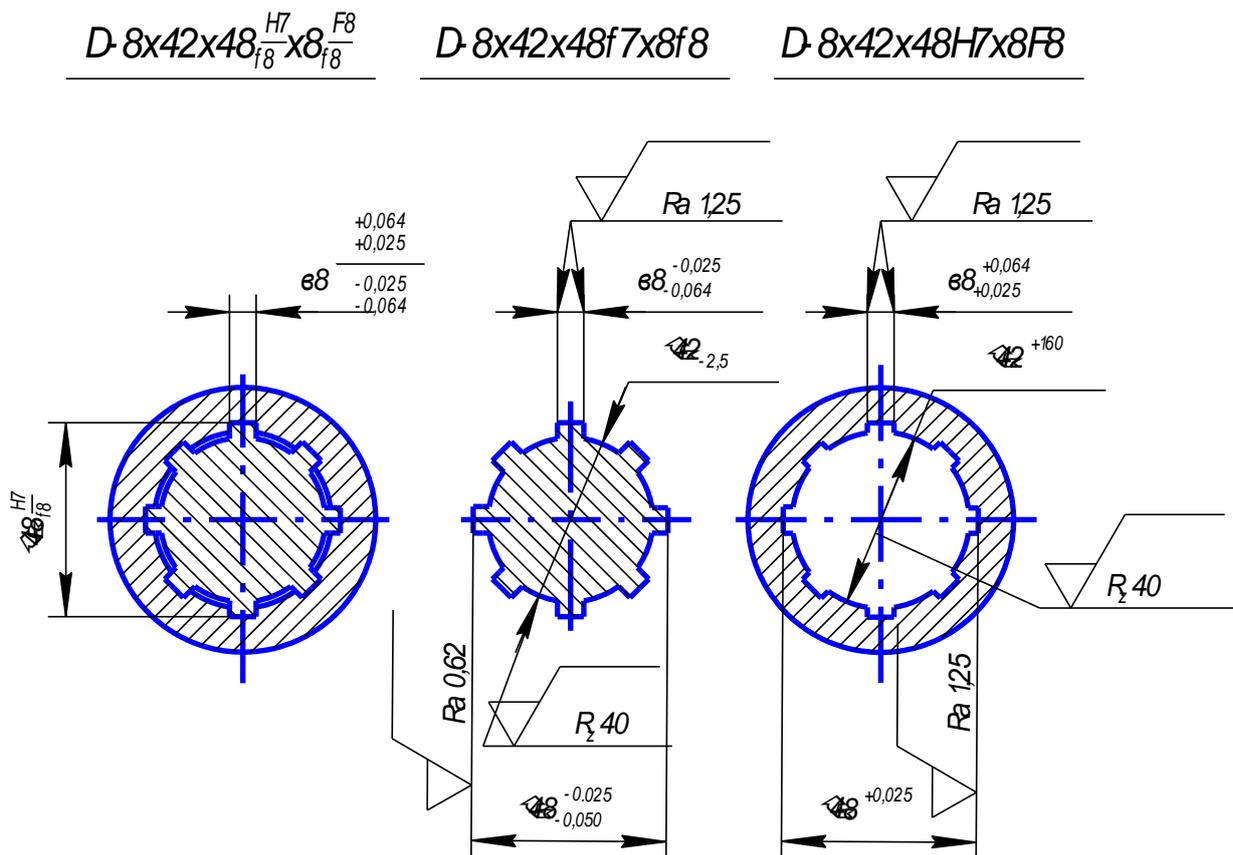


Рис.5.2 Эскизы шлицевого соединения и отдельно каждой детали

Задача 6. Расчет размерных цепей

Методические указания

При решении задачи необходимо руководствоваться заданием, указанным в таблице 1, приложения А, № рисунка, указанный в скобках, выбирается из приложения В согласно заданного варианта.

По данной теме необходимо выполнить следующие работы.

1. Представить в записке эскиз заданного узла, выявить составляющие звенья размерной цепи с заданным замыкающим размером.
2. Построить схему размерной цепи.
3. Проверить правильность установленных номинальных размеров составляющих звеньев цепи.
4. Определить квалитет звеньев размерной цепи.
5. Рассчитать размерную цепь.

Размерная цепь – это замкнутый контур взаимосвязанных размеров (звеньев) отдельной детали или сборочной единицы, например, узла редуктора.

В качестве составляющих звеньев для деталей являются их взаимосвязанные размеры, один из которых является замыкающим.

В сборочных единицах в качестве звеньев являются размеры деталей, составляющих размерную цепь, а замыкающим звеном, как правило, является зазор, либо пространственное положение одной или нескольких деталей относительно принятых базовых поверхностей.

Замыкающее звено размерной цепи характеризует точность, которую

необходимо обеспечить при сборке (изготовлении) для нормальной эксплуатации рассматриваемой сборочной единицы (детали).

В общем случае целью расчета размерных цепей является решение одной из двух нижеследующих задач:

1. Прямая задача (проектная). По заданной точности замыкающего звена определяется точность составляющих звеньев, то есть по заданным предельным отклонениям и допуску замыкающего звена рассчитываются предельные отклонения и допуски составляющих звеньев.

2. Обратная задача (проверочная). По известным (заданным) допускам и предельным отклонениям, составляющих звеньев определяются предельные отклонения и погрешности замыкающего звена.

В зависимости от результатов решения прямой задачи используют несколько методов достижения точности замыкающего звена. В том случае, если в результате расчета точность размеров составляющих звеньев не превышает допустимой экономической точности размера их изготовления, обеспечивается полная взаимозаменяемость деталей при сборке (метод полной взаимозаменяемости).

Применяют также метод компенсации (применения набора прокладок), метод подгонки выбранного звена, метод регулировки и др.

Методические указания

Для успешного выполнения задачи студент должен разобраться в конструкции, выявить условия работы заданного узла, установить последовательность его сборки и разборки. Рекомендуемая методика выявления составляющих звеньев позволяет избежать лишних ошибок при проведении размерного анализа и облегчает решение задачи.

Номинальные размеры звеньев, составляющих размерную цепь, студентом назначаются приближенно по масштабу, в котором вычерчен узел, причем исходным номинальным размером является заданный размер детали (обычно подшипника). Принятые номинальные размеры следует уточнить с нормальными линейными размерами по стандарту [3]. Номинальные размеры стандартизованных деталей определяются по соответствующим ГОСТ (например, размер ширины колец подшипников качения [2,3]. Уплотняющие прокладки под крышками подшипников принимаются равными $0,5 \pm 0,05$ мм по ГОСТ 9347-74 «Картон прокладочный и уплотнительные прокладки из него. Технические условия».

Студент в курсовой работе решает только одну простую цепь, решая первую задачу методом полной взаимозаменяемости без учета ее связей с другими размерными цепями узла.

Пример 1. Решить размерную цепь узла редуктора (рис. 6.1.), замыкающим звеном которой является расстояние между торцом зубчатого колеса и корпусом, равное $U_7 = 10 \pm 1,5$ мм.

Примечание. В примере и в вариантах заданий допуск на несовпадение торцов зубчатых колес в учебных целях принят уменьшенным, а на зазоры несколько завышенными.

Решение. Выявим составляющие звенья размерной цепи. Рассматривая эскиз узла (рис.6.1. а), выявляем размерные связи, влияющие на точность замыкающего звена, записываем эти связи через сборочные базы, а именно: замыкающее звено (U_1) – зубчатое колесо ($Зк$) – распорная втулка ($Вт$) – подшипник правый ($Пп$) – крышка правая ($Кр.п$) – прокладка правая ($Пр.п$) – корпус ($Кор$) – замыкающее звено (U_1).

После выявления составляющих размеров вычерчиваем схему размерной цепи (рис.6.1.б) и определяем увеличивающие (A_1 и A_2) и уменьшающие (A_3 , A_4 , A_5 и A_6) размеры.

По эскизу (рис.6.1.а) определяем номинальные размеры составляющих звеньев:

- расстояние от обработанной до необработанной части корпуса – $A_1 = 275$ мм;
- размер уплотняющей прокладки по ГОСТ 9347-74 - $A_2 = 0,5 \pm 0,05$ мм;
- размер выступа крышки – $A_3 = 25$ мм;
- монтажная высота роликоподшипника 316 [2] – $A_4 = 35,5_{-0,150}$ мм;
- размер распорной втулки – $A_5 = 95$ мм;
- размер зубчатого колеса от левого торца до правого торца ступицы – $A_6 = 110$ мм.

Проверяем правильность установленных номинальных размеров составляющих звеньев:

$$U_1 = \sum_1^m A_{i_{ув}} - \sum_1^n A_{i_{ум}} = 275 + 0,5 - (25 + 35,5 + 95 + 110) = 275,5 - 265,5 = 10 \text{ мм},$$

где U_1 – номинальный размер замыкающего звена;

m – число увеличивающих звеньев;

n – число уменьшающих звеньев.

Рассчитанный номинальный размер замыкающего звена соответствует заданному, следовательно, все номинальные размеры размерной цепи подобраны правильно.

По заданным предельным отклонениям определяем допуск замыкающего звена (TU_1):

$$TU_1 = ESU_1 - EIU_1 = (+1,5) - (-1,5) = 3,0 \text{ мм},$$

где ESU_1 – верхнее отклонение; EIU_1 – нижнее отклонение.

Результаты расчета заносим в графы 1,2,3 расчетной таблицы 6.1.

Значения единиц допуска для всех номинальных размеров звеньев (кроме тех, для которых задан допуск) определяем расчетом, либо по таблице 6.2 и за-

носим в графу 4 расчетной таблицы 6.1 ($K_{изв.}$).

Среднее количество единиц допуска рассчитывается по формуле [1,3]:

$$a_c = \frac{TU_1 - \sum_{i=1}^{\hat{E}_{\text{вс}a}} \hat{O} \hat{A}_{i_{\text{вс}a}}}{\sum_{i=1}^{(m+n) - \hat{E}_{\text{вс}a}} (0,45^3 \sqrt{\hat{A}_{i_u}} + 0,001 \cdot \hat{A}_{i_u})} =$$

$$= \frac{3000 - (100 + 150)}{3,243 + 1,303 + 2,168 + 2,168} = 310 \text{ мкм},$$

где $K_{изв.}$ – число известных звеньев.

Таблица 6.1 Расчетная таблица к решению размерной цепи узла редуктора

Звенья размерной цепи									
Обозначение звеньев	Наименование звеньев	Номинальный размер, мм	Значение единицы допуска	Квалитет		Допуск, мм		Предельные отклонения, мм	
				Заданный и расчётный	Принятый	Заданный и расчётный	Принятый	Нижнее	Верхнее
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
A_1	Увеличивающие	275	3,243	13	14	0,81	1,35	-1,29	+0,06
A_2		0,5	–	по ГОСТ 9347-74		0,10	0,10	-0,05	+0,05
A_3	Уменьшающие	25,0	1,303	13	13	0,32	0,32	-0,16	+0,16
A_4		35,5	–	0	0	0,15	0,15	-0,15	0
A_5		95,0	2,168	13	13	0,54	0,54	-0,54	0
A_6		100	2,168	13	13	0,54	0,54	-0,54	0
U_1	Замыкающее	10	–	–	–	3,00	3,00	-1,50	+1,50

Таблица 6.2 Значение единицы допуска для интервалов размеров

Интервалы размеров, мм	i , мкм
До 3	0,55
Св.3 до 6	0,73
Св.6 до 10	0,90
Св.10 до 18	1,08
Св.18 до 30	1,31
Св.30 до 50	1,56
Св. 50 до 80	1,86
Св. 80 до 120	2,17
Св. 120 до 180	2,52
Св.180 до 250	2,89
Св.250 до 315	3,22
Св.315 до 400	3,54
Св.400 до 500	3,89

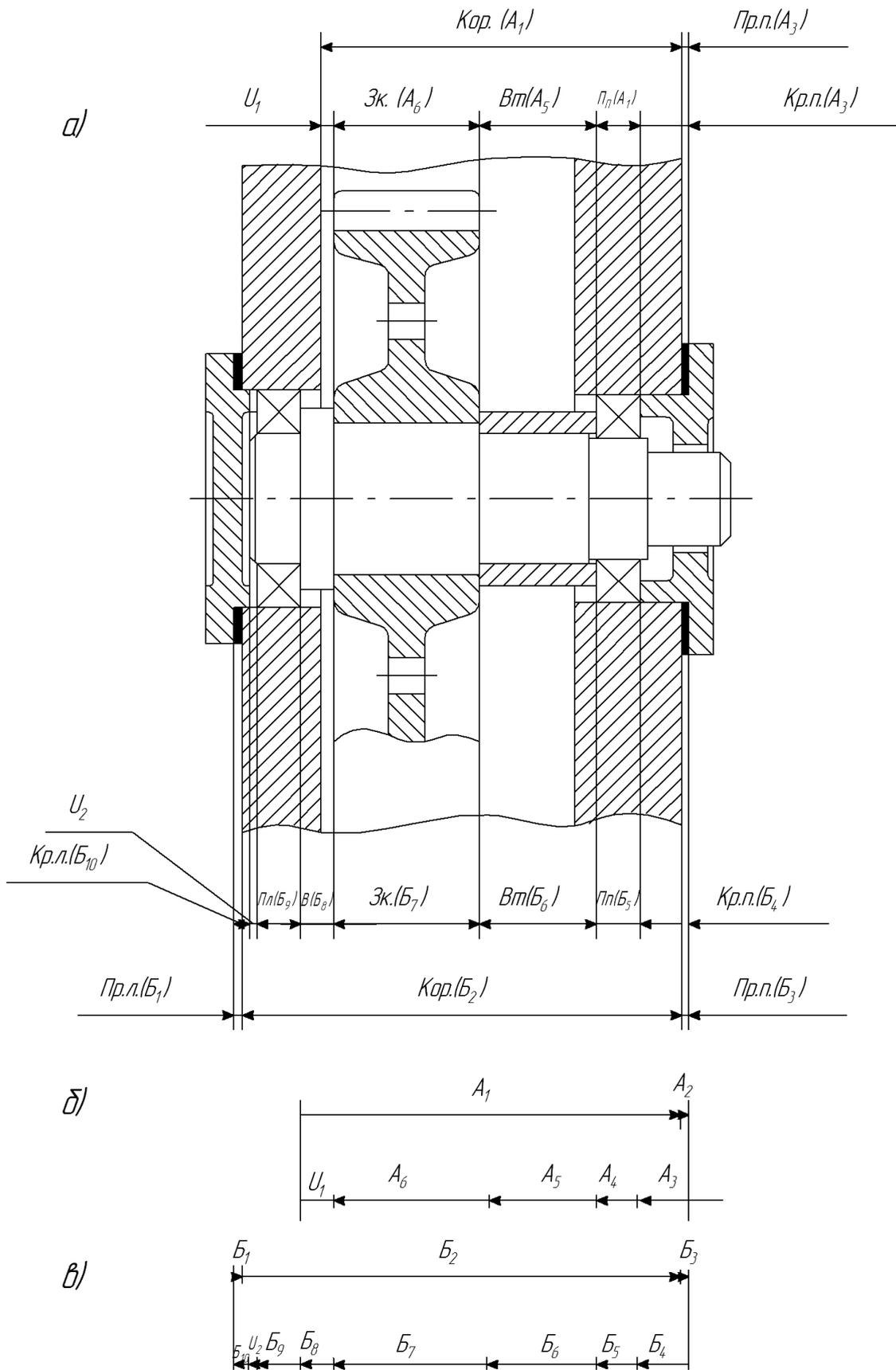


Рис. 6.1 Эскиз заданного узла редуктора:
 а – эскиз узла; б – схема размерной цепи узла

Расчитанное среднее количество единиц допуска деталей находится между 13 и 14 квалитетами (см.таблицу 6.3).

Таблица 6.3 Значения числа единиц допуска для квалитетов *IT5 ... IT17*

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Количество единиц допуска, <i>a</i>	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

13 квалитет с технологической точки зрения является экономическим. Обычно для решения размерных цепей методом полной взаимозаменяемости назначают 11, 12, 13 и 14 квалитета. После принятия квалитета заполняем графу 5 расчетной таблицы 6.1.

По принятому квалитету (*IT13, a_c = 250*) определяем допуски всех составляющих размеров [3] и данные заносим в графу 7 расчетной таблицы 6.1.

Суммарный допуск составляющих размеров, равный расчетному значению допуска замыкающего звена, составляет:

$$TU_p = \sum_1^{m+n} TA_i = 0,81 + 0,10 + 0,32 + 0,150 + 0,54 + 0,54 = 2,46 \text{ мм}.$$

Расчетный допуск замыкающего размера оказался меньше заданного ($TU_1 = 3 \text{ мм}$), следовательно, часть составляющих размеров должна быть выполнена с расширенными допусками. Величина, на которую могут быть увеличены допуски составляющих размеров, составит:

$$TU_1 - TU_p = 3,00 - 2,46 = 0,54 \text{ мм}.$$

Из технологических соображений наиболее целесообразно расширить допуск составляющего размера A_1 до:

$$TA_{1p} = 0,81 + 0,54 = 1,35 \text{ мм}.$$

Допуск размера A_1 соответствует примерно 14 квалитету и равен $TA_1 = 1,35 \text{ мм}$. Условие $TU_1 = \sum_1^{m+n} TA$ соблюдено. Результат расчета заносим в графы 6 и 8 таблицы 6.1.

Если TU_p окажется больше TU_1 , то допуск одного из составляющих размеров нужно уменьшить (обычно берут ту деталь, которую легче изготовить и измерить).

Определение предельных отклонений.

Определяем предельные отклонения составляющих размеров (кроме зависимого размера A_1), при этом принимаем расположение полей допусков для

охватываемых поверхностей (A_5, A_6) со знаком минус (-), для охватывающих со знаком плюс (+), а для остальных симметричное (\pm). Результаты заносим в графы 9 и 10 расчётной таблицы 6.1.

Определяем предельные отклонения зависимого размера по формулам:

а) верхнее предельное отклонение:

$$ESU_1 = \sum_1^m ES Ai_{yв.} - \sum_1^n EI Ai_{yм.};$$

$$ESU_1 = (ESA_1 + ESA_2) - (EIA_3 + EIA_4 + EIA_5 + EIA_6);$$

$$1,5 = (ESA_1 + 0,05) - (-0,16 - 0,15 - 0,54 - 0,54);$$

$$ESA_1 = 1,5 - 1,44 = +0,06 \text{ мм};$$

б) нижнее предельное отклонение:

$$EI U_{1=} \sum_1^m EI Ai_{yв.} - \sum_1^n ESAi_{yм.};$$

$$EI U_{1=} (EIA_1 + EIA_2) - (ESA_3 + ESA_4 + ESA_5 + ESA_6);$$

$$-1,5 = (EIA_1 - 0,05) - (0,16 + 0 + 0 + 0);$$

$$EIA_1 = -1,5 + 0,21 = -1,29 \text{ мм}.$$

Таким образом, размер зависимого звена составит:

$$A_1 = 275_{-1,29}^{+0,06} \text{ мм}.$$

Правильность расчёта можно проверить, определив допуск зависимого размера и сравнив его с принятым выше ($TA_1 = 1,35\text{мм}$), т.е.:

$$TA_1 = ESA_1 - EIA_1 = +0,06 - (-1,29) = 1,35 \text{ мм}.$$

Убедившись в правильности расчёта, заносим предельные отклонения зависимого размера в расчётную таблицу 6.1.

Л и т е р а т у р а

1. Анухин В.И. Допуски и посадки. Учебное пособие. 4-е изд. - СПб.: Питер, 2007.- 207 с.: ил. – (Серия «Учебное пособие»), ISBN 968 -591180-331-5.
2. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб.пособие для студ.высш.учеб.заведений /П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов. - 9-е изд., перераб. и доп. – М.:Издательский центр «Академия», 2006. – 496 с., ISBN 5-7695-2727-6.
3. Допуски и посадки: Справочник: в 2 ч. /М.А.Палей, А.Б.Романов, В.А.Брагинский. - 8-е изд., перераб. и доп. - СПб.: Издательство «Политехника», 2001., ISBN 5-7325-0512-1.
4. Чижикова Т.В. Стандартизация, сертификация и метрология. Основы взаимозаменяемости. М.: КолосС, 2002.-240 с.: ил. – (Учебники и учеб.пособия для студентов вузов), ., ISBN 5 – 9532-0008-0.
5. Васильев А.С. Основы метрологии и технические измерения. 2-е издание. М.: Машиностроение, 1988. – 192с.
6. Мамаев А.Д. Взаимозаменяемость, допуски и посадки гладких и типовых соединений. Курс лекций. – СПб.: СПбГАУ, 2005.- 35 с., ISBN 5-85983-231-1.
7. ГОСТ 8.051-81. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм. – Введ. 01.01.1982. Взамен ГОСТ 8.051-73. – М.: Изд-во стандартов, 1982. -10с.
8. ГОСТ 25346-89. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений. Введ.01.01.90.Взамен ГОСТ 25346-82. М.: Изд-во стандартов, 1989,-32с.
9. ГОСТ 25347-82. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки. Введ. 01.07.83.–М.: Изд-во стандартов, 1982.-52с.
10. ГОСТ 3325-85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки. Введ.01.01.87. Взамен ГОСТ 3325-55.– М.: Изд-во стандартов,1986.-94с.
11. ГОСТ 23360-78. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки. – Введ. 01.01.80. Взамен ГОСТ 8788-68, ГОСТ 8789-68, ГОСТ 7227-58 в части призматических шпонок.– М.: Изд-во стандартов, 1986. -16с.
12. ГОСТ 24071-97 (ИСО 3912-77). Основные нормы взаимозаменяемости. Сегментные шпонки и шпоночные пазы. Введ. 01.01.81. Взамен ГОСТ 24071-80. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 6с.
13. ГОСТ 24068-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с клиновыми шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки. Введ. 01.01.01. Взамен ГОСТ 8791-68, ГОСТ 8792-68, ГОСТ 8793-68. – М.: Изд-во стандартов, 1985, - 12с.
14. ГОСТ 1139-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски. Введ. 01.0182. – М.: Изд-во стандартов, 1982, -9с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Таблица 1. Варианты заданий курсовой работы

№ вариантов	Задача 1		Задача 2	Задача 3	Задача 4	Задача 5	Задача 6
	Предельные размеры, мм		Номинальный размер, мм. Крутящий момент, $M_{кр}$, Н·м. Осевое усилие, P_o , Н	№ подшипника, нагрузка, Н	Номинальный диаметр вала, мм. Конструкция шпонки	Номинальные размеры и тип шлицевого соединения, мм	Предельные размеры замыкающего звена, мм, № рисунка
	отверстия	вала					
1	2	3	4	5	6	7	8
01	$15^{+0,027}$	$15_{-0,068}^{-0,050}$	60; $M_{кр} = 600$;	211; 2000	20; (сегментная)	8x32x38; неподвижное	$U_1 = 0_{+0,1}^{+1,2}$; (1)
02	$28_{+0,020}^{+0,053}$	$28_{-0,021}$	75; $M_{кр} = 950$;	411; 5000	25; (сегментная)	8x36x42 неподвижное	$U_2 = 20 \pm 0,7$; (1)
03	$20^{+0,021}$	$20_{-0,041}^{-0,020}$	54; $M_{кр} = 520$;	310; 4000	40; (призматическая)	6x26x32 неподвижное	$U_1 = 0_{+0,2}^{+1,0}$; (1)
04	$32^{+0,039}$	$32_{+0,112}^{+0,151}$	55; $M_{кр} = 500$;	410; 7000	55; (призматическая)	6x28x34 неподвижное	$U_2 = \pm 1,0$; (2)
1	2	3	4	5	6	7	8

05	$42^{+0,039}$	$42^{+0,015}_{-0,010}$	85; $M_{кр} = 1200$;	216; 3000	85; (призматическая)	8x46x54 неподвижное	$U_3 = 10^{+1,0}_{+0,1}$ (2)
06	$75^{+0,030}$	$75_{-0,019}$	65; $M_{кр} = 800$;	312; 2000	65; (призматическая)	8x42x48 подвижное	$U_2 = 10 \pm 1,5$; (2)
07	$26^{+0,021}$	$26^{+0,062}_{+0,041}$	42; $M_{кр} = 400$;	408; 1100	42; (сегментная)	8x36x40 неподвижное	$U_2 = 0^{+0,8}_{+0,2}$; (3)
08	$25^{+0,092}_{+0,040}$	$25_{-0,033}$	45; $M_{кр} = 350$;	308; 1100	42; (призматическая)	10x32x40 подвижное	$U_1 = 38 \pm 0,5$; (4)
09	$20^{+0,033}$	$20^{+0,087}_{+0,064}$	80; $M_{кр} = 2000$;	310; 1200	52; (призматическая)	8x46x50 неподвижное	$U_2 = 3 \pm 1,00$; (4)
10	$25^{+0,021}$	$25^{+0,109}_{+0,088}$	65; $M_{кр} = 1500$;	412; 8000	65; (призматическая)	8x42x46 неподвижное	$U_1 = 8 \pm 1,5$; (5)
11	$63^{+0,030}$	$63^{+0,021}_{+0,002}$	85; $M_{кр} = 1900$;	316; 1800	85; (призматическая)	10x36x45 подвижное	$U_2 = 0^{+1,2}_{+0,2}$; (5)
12	$18^{+0,002}_{-0,025}$	$18_{-0,027}$	60; $M_{кр} = 700$;	211; 1500	60; (призматическая)	8x36x42 подвижное	$U_1 = 3 \pm 1,0$; (6)
13	$75^{+0,046}$	$75^{+0,100}_{-0,146}$	31; $P_o = 1000$;	308; 1600	40; (призматическая)	8x32x38 неподвижное	$U_1 = 10 \pm 1,0$; (5)
14	$28^{+0,021}$	$28^{+0,015}_{+0,002}$	82; $M_{кр} = 1600$;	308; 1500	38; (сегментная)	10x28x36 неподвижное	$U_1 = 2^{+1,5}$; (6)
15	$12^{+0,120}_{+0,050}$	$12_{-0,070}$	84; $M_{кр} = 1000$;	309; 1400	36; (призматическая)	8x36x42 подвижное	$U_1 = 1^{+0,8}_{-0,5}$; (7)
1	2	3	4	5	6	7	8
16	$25^{+0,033}$	$25_{-0,021}$	50; $M_{кр} = 420$;	207; 1300	30; (призматическая)	10x42x52 подвижное	$U_2 = 12 \pm 2$; (7)

17	$18^{+0,043}$	$18_{-0,093}^{-0,050}$	55; $M_{кр} = 800$;	208; 1200	35; (сегментная)	6x28x34 подвижное	$U_1 = 0^{+1,0}_{+0,3}$; (7)
18	$24^{+0,033}$	$24_{+0,002}^{+0,015}$	65; $M_{кр} = 600$;	306; 1100	25; (призматическая)	10x32x40 неподвижное	$U_1 = 0^{+1,0}_{+0,3}$; (8)
19	$10^{+0,022}$	$10_{+0,028}^{+0,050}$	80; $M_{кр} = 1600$;	317; 10000	40; (сегментная)	10x72x82 неподвижное	$U_1 = 2^{+1,0}$; (9)
20	$25_{-0,041}^{-0,020}$	$25_{-0,021}$	100; $M_{кр} = 2000$	317; 9000	80; (призматическая)	16x72x82 подвижное	$U_2 = 50 \pm 0,5$; (9)
21	$36_{+0,080}^{+0,180}$	$36_{-0,100}$	300; $P_o = 2500$;	316; 8000	30; (призматическая)	10x72x78 неподвижное	$U_1 = 3 \pm 0,5$; (9)
22	$25^{+0,033}$	$25_{-0,041}^{-0,020}$	60; $M_{кр} = 700$;	211; 800	60; (призматическая)	8x62x72 неподвижное	$U_1 = 0^{+1,0}_{+0,4}$ (10)
23	$48^{+0,039}$	$48_{-0,010}^{+0,015}$	45; $M_{кр} = 400$;	208; 2000	45; (призматическая)	8x56x65 подвижное	$U_2 = 0^{+0,8}_{+0,2}$ (10)
24	$54^{+0,046}$	$54_{-0,106}^{-0,060}$	80; $M_{кр} = 1500$;	305; 4000	30; (сегментная)	8x62x68 подвижное	$U_1 = 0^{+1,2}_{+0,4}$ (11)
25	$65^{+0,046}$	$65_{-0,106}^{-0,060}$	85; $M_{кр} = 1750$;	408; 4000	60 ; (призматическая)	10x46x56 неподвижное	$U_2 = 40 \pm 2,0$; (11)
26	$14^{+0,070}$	$14_{-0,120}^{-0,050}$	95; $M_{кр} = 2000$;	307; 3000	35; (сегментная)	8x32x38 неподвижное	$U_3 = 15^{+0,75}$; (10)
27	$45^{+0,025}$	$45_{+0,002}^{+0,018}$	80; $M_{кр} = 1400$;	306; 8000	30; (призматическая)	6x26x32 неподвижное	$U_1 = 5,0_{-1,16}$; (5)
1	2	3	4	5	6	7	8
28	$34^{+0,025}$	$34_{+0,043}^{+0,068}$	80; $M_{кр} = 1250$;	415; 13000	80; (призматическая)	6x23x28 подвижное	$U_2 = 16 \pm 1,5$; (11)
29	$25_{+0,020}^{+0,053}$	$25_{-0,021}$	55; $M_{кр} = 700$;	310; 18000	55; (призматическая)	10x46x54 неподвижное	$U_1 = 3 \pm 1,0$; (6)

30	$30^{+0,021}$	$30^{+0,069}_{+0,048}$	35; $M_{кр} = 300$;	206; 800	35; (сегментная)	10x32x40 неподвижное	$U_2 = 2,5^{+0,9}_{-0,1}; (4)$
31	$25^{+0,084}$	$25^{-0,065}_{-0,149}$	88; $M_{кр} = 600$;	208; 1700	38; (сегментная)	10x32x40 неподвижное	$U_2 = 30 \pm 3,0; (8)$
32	$63^{+0,030}$	$63^{+0,030}_{+0,011}$	21; $P_3 = 1500$;	308; 6000	42; (призматическая)	6x28x34 неподвижное	$U_1 = 2^{+0,6}_{-0,2}; (6)$
33	$38^{+0,025}$	$38^{+0,008}_{-0,008}$	70; $M_{кр} = 800$;	209; 1500	40; (призматическая)	10x32x40 подвижное	$U_2 = 0,5 \pm 0,2; (5)$
34	$120^{+0,035}$	$120^{-0,072}_{-0,107}$	40; $M_{кр} = 220$;	308; 14000	34; (призматическая)	8x32x38 неподвижное	$U_2 = 15 \pm 2,0; (8)$
35	$6^{+0,145}_{+0,070}$	$6_{-0,075}$	60; $M_{кр} = 550$;	308; 4000	36; (призматическая)	8x32x36 неподвижное	$U_2 = 1,0_{-0,12}; (6)$
36	$100^{+0,010}_{-0,025}$	$100_{-0,035}$	45; $M_{кр} = 600$;	307; 5000	30; (сегментная)	6x28x32 подвижное	$U_2 = 50 \pm 0,5; (9)$
37	$20^{+0,033}$	$20^{-0,065}_{-0,098}$	50; $M_{кр} = 700$;	412; 12000	80; (призматическая)	8x42x48 неподвижное	$U_2 = 1,0 \pm 0,1; (6)$
38	$34^{+0,039}$	$34^{+0,119}_{+0,080}$	40; $M_{кр} = 150$;	308; 9000	30; (сегментная)	8x40x54 неподвижное	$U_1 = 0^{+0,8}_{+0,3}; (1)$
39	$14^{-0,016}_{-0,034}$	$14_{-0,011}$	75; $M_{кр} = 1400$;	409; 10000	75; (призматическая)	10x46x56 неподвижное	$U_2 = 15 \pm 2,0; (2)$
40	$105^{+0,087}$	$105^{-0,120}_{-0,207}$	50; $M_{кр} = 700$;	309; 8000	50; (призматическая)	6x26x32 неподвижное	$U_2 = 0^{+0,5}_{+0,2}; (3)$
1	2	3	4	5	6	7	8
41	$52^{+0,030}$	$52^{+0,050}_{+0,020}$	30; $M_{кр} = 150$;	205; 3000	30; (сегментная)	8x52x60 подвижное	$U_1 = 38_{-0,16}; (4)$
42	$6^{+0,215}_{+0,140}$	$6_{-0,075}$	70; $M_{кр} = 400$;	412; 7000	70; (призматическая)	10x42x52 непо- двигное	$U_1 = 8 \pm 0,8; (5)$
43	$9^{+0,130}_{+0,040}$	$9_{-0,090}$	130; $M_{кр} = 2500$;	408; 6000	60; (призматическая)	8x46x54 неподвижное	$U_1 = 3 \pm 1,0; (6)$

44	$58^{+0,030}$	$58^{-0,010}_{-0,040}$	60; $M_{кр}= 750$;	312; 8000	70; (призматическая)	10x46x56 неподвижное	$U_1=0^{+0,8}_{+0,2}$; (7)
45	$20^{-0,028}_{-0,061}$	$20_{-0,021}$	85; $M_{кр}=1900$;	413; 9000	40; (сегментная)	8x62x72 неподвижное	$U_1 = 0^{+1,0}_{+0,3}$; (8)
46	$26^{+0,033}$	$26^{+0,121}_{+0,088}$	55; $M_{кр}= 700$;	310; 7500	55; (призматическая)	8x56x65 подвижное	$U_2 = 50 \pm 0,5$; (9)
47	$106^{+0,140}$	$106_{-0,087}$	35; $M_{кр}= 200$;	206; 1200	35; (сегментная)	6x28x34 подвижное	$U_2 = 0^{+0,8}_{+0,2}$ (10)
48	$70^{+0,046}$	$70^{+0,148}_{+0,102}$	90; $M_{кр}= 2200$;	415; 12000	80; (призматическая)	10x72x82 подвижное	$U_2 = 16 \pm 1,5$; (11)
49	$8^{+0,022}$	$8^{+0,064}_{+0,042}$	46; $P_o = 2,5 \cdot 10^3$;	306; 7000	60; (призматическая)	8x42x48 неподвижное	$U_1 = 8 \pm 0,8$; (5)
50	$16^{+0,070}$	$16^{-0,050}_{-0,120}$	42; $P_o = 2,0 \cdot 10^3$;	308; 6500	34; (сегментная)	8x46x54 неподвижное	$U_1 = 0^{+1,0}_{+0,3}$; (7)
51	$40^{+0,160}$	$40^{+0,080}_{-0,080}$	70; $P_o = 3,6 \cdot 10^3$;	410; 9000	24; (призматическая)	8x62x72 неподвижное	$U_1 = 0^{+1,0}_{+0,3}$; (8)
52	$38^{+0,087}_{+0,025}$	$38_{-0,062}$	50; $M_{кр}= 700$;	209; 850	50; (призматическая)	8x32x36 подвижное	$U_2 = 0_{-0,12}$; (6)
53	$25^{+0,033}$	$25^{-0,020}_{-0,053}$	55; $M_{кр}= 800$;	310; 8000	55; (призматическая)	6x28x34 неподвижное	$U_2 = 0^{+1,0}_{+0,2}$; (5)
1	2	3	4	5	6	7	8
54	$40^{+0,039}$	$40^{+0,034}_{-0,009}$	85; $M_{кр}= 1800$;	206; 2500	35; (сегментная)	10x42x52 неподвижное	$U_1 = 3 \pm 1,0$; (6)
55	$40^{+0,039}$	$40^{+0,073}_{+0,048}$	100; $M_{кр}= 2000$;	308; 7000	100; (призматическая)	8x42x48 подвижное	$U_2 = 3 \pm 1,00$; (4)
56	$10^{+0,022}$	$10^{+0,025}_{+0,010}$	25; $M_{кр}= 340$;	412; 8500	25; (сегментная)	8x62x72	$U_1 = 3 \pm 1,0$; (6)
57	$25^{+0,240}_{+0,110}$	$25_{-0,130}$	45; $M_{кр}= 500$;	205; 2000	45; (призматическая)	6x28x32	$U_2 = 12 \pm 2$; (7)

						неподвижное	
58	$40^{+0,024}_{-0,015}$	$40_{-0,025}$	50; $M_{кр}= 600$;	410; 5500	50; (сегментная)	10x32x40 неподвижное	$U_1 = 2^{+1,0}$; (9)
59	$52^{+0,030}$	$52^{+0,015}_{-0,015}$	80; $M_{кр}= 1600$;	416; 9000	80; (призматическая)	8x52x58 подвижное	$U_1 = 0^{+0,8}_{+0,2}$; (7)
60	$100^{+0,054}$	$100^{+0,120}_{-0,174}$	35; $M_{кр}= 400$;	207; 4500	35; (сегментная)	8x46x50 неподвижное	$U_2 = 0^{+1,0}_{+0,2}$; (5)
61	$9^{+0,022}$	$9^{+0,013}_{-0,035}$	60; $M_{кр}= 700$;	306; 400	60; (призматическая)	10x72x78 неподвижное	$U_2 = 50 \pm 1,5$; (9)
62	$22^{+0,021}$	$22^{+0,075}_{+0,054}$	52; $P_o= 6600$;	308; 3000	65; (призматическая)	8x52x58 подвижное	$U_3 = 50 \pm 1,2$; (9)
63	$30^{+0,130}$	$30^{+0,065}_{-0,195}$	75; $P_o= 1000$;	310; 9000	100; (призматическая)	6x28x32 неподвижное	$U_1 = 3 \pm 0,5$; (9)
64	$50^{+0,039}$	$50^{+0,009}_{-0,034}$	80; $M_{кр}= 1600$;	308; 9500	40; (сегментная)	8x32x36 неподвижное	$U_1 = 0^{+1,0}_{+0,1}$ (10)
65	$80^{+0,030}$	$80^{+0,062}_{+0,032}$	25; $P_o= 700$;	306; 7000	32; (сегментная)	6x23x28 неподвижное	$U_2 = 0^{+0,8}_{+0,2}$ (10)
1	2	3	4	5	6	7	8
66	$16^{+0,333}_{+0,290}$	$16_{-0,070}$	75; $M_{кр}= 800$;	212; 950	75; (призматическая)	10x46x54 неподвижное	$U_1 = 0^{+1,2}_{+0,4}$ (11)
67	$15^{+0,005}_{-0,023}$	$15_{-0,027}$	40; $M_{кр}= 300$;	308; 8000	40; (призматическая)	8x36x40 подвижное	$U_2 = 40 \pm 2,0$; (11)
68	$95^{+0,054}$	$95^{+0,048}_{+0,013}$	60; $M_{кр}= 1200$;	408; 8500	25; (сегментная)	8x36x42 подвижное	$U_3 = 15^{+0,75}$; (10)
69	$10^{+0,058}$	$10^{+0,013}_{-0,049}$	50; $P_o= 1000$;	308; 8000	50; (призматическая)	8x32x38 подвижное	$U_2 = 30 \pm 1,0$; (8)
70	$45^{+0,025}$	$45^{+0,033}_{+0,017}$	20; $P_o= 800$;	305; 2400	20; (призматическая)	8x12x46	$U_1 = 2^{+0,8}_{-0,2}$; (6)

						неподвижное	
71	$20^{+0,072}_{+0,020}$	$20_{-0,052}$	20; P _o = 600;	306; 3800	22; (сегментная)	8x52x60 неподвижное	$U_3 = 10,5 \pm 0,1$; (5)
72	$80^{+0,046}$	$80_{-0,030}$	30; P _o = 1200;	407; 4500	30; (призматическая)	8x46x54 неподвижное	$U_2 = 15 \pm 2,0$; (8)
73	$10^{-0,017}_{-0,032}$	$10_{-0,009}$	50; P _o = 6000;	309; 7200	42; (призматическая)	8x52x60 неподвижное	$U_2 = 1,0^{+0,8}_{-0,12}$; (6)
74	$21^{+0,033}$	$21^{+0,106}_{+0,073}$	64; P _o = 5000;	315; 7000	24; (сегментная)	8x56x62 подвижное	$U_2 = 50 \pm 1,0$; (9)
75	$45^{+0,025}$	$45^{+0,106}_{+0,081}$	50; P _o = 8000;	313; 6500	32; (сегментная)	8x58x65 неподвижное	$U_2 = 1,0 \pm 0,1$; (6)
76	$20^{+0,084}$	$20^{-0,020}_{-0,072}$	25; M _{кр} = 100;	306; 4000	25; (призматическая)	8x62x72 неподвижное	$U_1 = 0^{+0,8}_{+0,1}$; (1)
77	$37^{+0,240}_{+0,080}$	$37_{-0,160}$	28; M _{кр} = 200;	307; 5500	28; (сегментная)	10x72x78 неподвижное	$U_2 = 15 \pm 2,0$; (2)
1	2	3	4	5	6	7	8
78	$28^{+0,033}$	$28^{+0,097}_{+0,064}$	85; M _{кр} = 1000;	308; 4000	35; (призматическая)	10x82x88 подвижное	$U_1 = 2^{+1,0}$; (9)
79	$70^{+0,074}$	$70^{-0,060}_{-0,106}$	118; P _o = 6000;	309; 4200	24; (призматическая)	8x42x48 неподвижное	$U_2 = 50 \pm 0,5$; (9)
80	$48^{+0,039}$	$48^{+0,015}_{-0,010}$	30; M _{кр} = 300;	305; 4600	30; (сегментная)	10x92x98 неподвижное	$U_1 = 3 \pm 0,5$; (9)
81	$15^{+0,077}_{+0,050}$	$15_{-0,018}$	40; M _{кр} = 350;	410; 8800	36; (сегментная)	8x42x46 неподвижное	$U_2 = 0_{-0,12}$; (6)
82	$22^{+0,033}$	$22^{-0,040}_{-0,061}$	50; M _{кр} = 700;	307; 5000	40; (призматическая)	10x72x78 подвижное	$U_1 = 8 \pm 0,8$; (5)

83	$30^{+0,033}$	$30^{-0,020}_{-0,041}$	32; $M_{кр} = 280$;	307; 5400	32; (призматическая)	8x56x65 неподвижное	$U_1 = 38_{-0,16}$; (4)
84	$32^{+0,062}$	$32^{+0,119}_{+0,080}$	28; $M_{кр} = 200$;	206; 3800	28; (призматическая)	10x72x82 неподвижное	$U_2 = 50 \pm 0,5$; (9)
85	$17^{+0,027}$	$17^{+0,012}_{-0,006}$	16; $P_o = 2 \cdot 10^3$;	307; 6200	20; (сегментная)	10x92x98 подвижное	$U_1 = 8 \pm 0,8$; (5)
86	$24^{+0,021}$	$24^{+0,036}_{+0,015}$	20; $P_o = 1000$;	209; 660	40; (призматическая)	8x32x38 неподвижное	$U_1 = 2^{+0,6}_{-0,2}$; (6)
87	$36^{+0,039}$	$36^{+0,085}_{+0,060}$	45; $M_{кр} = 400$;	210; 700	25; (сегментная)	10x82x92 неподвижное	$U_2 = 0,5 \pm 0,2$; (5)
88	$15^{-0,023}_{-0,050}$	$15_{-0,027}$	30; $M_{кр} = 200$;	306; 5400	28; (призматическая)	6x28x34 подвижное	$U_2 = 15 \pm 2,0$; (8)
89	$60^{+0,046}$	$60^{-0,030}_{-0,060}$	35; $M_{кр} = 200$;	307; 6800	36; (призматическая)	8x36x40 неподвижное	$U_2 = 1,0_{-0,12}$; (6)
90	$32^{+0,025}$	$32^{+0,033}_{+0,017}$	25; $M_{кр} = 300$;	305; 4200	22; (призматическая)	8x42x48 неподвижное	$U_1 = 0^{+0,8}_{+0,2}$; (7)
1	2	3	4	5	6	7	8
91	$24^{+0,021}$	$24^{+0,056}_{+0,035}$	50; $P_o = 1,0 \cdot 10^3$;	210; 8500	25; (призматическая)	8x56x65 подвижное	$U_2 = 15 \pm 2,0$; (8)
92	$34^{+0,025}$	$34^{-0,009}_{-0,025}$	260; $P_o = 10 \cdot 10^3$;	313; 9000	45; (призматическая)	10x82x92 неподвижное	$U_2 = 12 \pm 2$; (7)
93	$65^{+0,009}_{-0,021}$	$65_{-0,019}$	65; $P_o = 4 \cdot 10^3$;	213; 1000	30; (сегментная)	8x56x65 неподвижное	$U_2 = 3 \pm 1,00$; (4)
94	$25^{+0,021}$	$25^{-0,020}_{-0,033}$	40; $M_{кр} = 300$;	307; 1050	40; (призматическая)	10x72x82 неподвижное	$U_1 = 0^{+1,0}_{+0,3}$; (8)
95	$50^{+0,039}$	$50^{-0,050}_{-0,089}$	38; $M_{кр} = 950$;	307; 9500	28; (призматическая)	8x62x72 подвижное	$U_2 = 0^{+1,0}_{+0,2}$; (5)

96	$26^{+0,033}$	$26^{+0,033}_{-0,098}$	42; $M_{кр}= 500$;	308; 1080	40; (сегментная)	8x52x60 неподвижное	$U_1 = 2^{+1,0}$; (9)
97	$14^{+0,043}$	$14^{+0,043}_{-0,059}$	45; $P_3 = 2,0 \cdot 10^3$;	408; 8800	120; (призматическая)	8x42x48 подвижное	$U_3 = 15^{+0,75}$; (10)
98	$30^{+0,021}$	$30^{+0,036}_{+0,015}$	75; $P_3 = 1,5 \cdot 10^3$;	308; 7200	115; (призматическая)	6x42x48 неподвижное	$U_2 = 3 \pm 1,00$; (4)
99	$40^{+0,039}$	$40^{+0,034}_{+0,009}$	70; $M_{кр}=1250$;	212; 6500	30; (сегментная)	8x52x58 подвижное	$U_2 = 20 \pm 0,7$; (1)
100	$24^{+0,053}_{+0,020}$	$24^{-0,033}$	60; $P_3 = 1,2 \cdot 10^3$;	310; 6000	60; (призматическая)	10x72x78 неподвижное	$U_1 = 0,5 \pm 0,1$; (2)

Приложение Б

Таблица 1. Подшипники шариковые радиальные однорядные

Обоз- наче- ние	Размеры, мм				Обоз- наче- ние	Размеры, мм				Обоз- наче- ние	Размеры, мм			
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>
204	20	47	14	1,5	304	20	52	15	2	404	20	70	19	1,5
205	25	52	15	1,5	305	25	62	17	2	405	25	80	21	1,5
206	30	62	16	1,5	306	30	72	19	2	406	30	90	23	1,5
207	35	72	17	2	307	35	80	21	2,5	407	35	100	25	1,5
208	40	80	18	2	308	40	90	23	2,5	408	40	110	27	2
209	45	85	19	2	309	45	100	25	2,5	409	45	120	29	2
210	50	90	20	2	310	50	110	27	3	410	50	130	31	2
211	55	100	21	2,5	311	55	120	29	3	411	55	140	33	2
212	60	110	22	2,5	312	60	130	31	3,5	412	60	150	35	2
213	65	120	23	2,5	313	65	140	33	3,5	413	65	160	37	3
214	70	125	24	2,5	314	70	150	35	3,5	414	70	170	40	3
215	75	130	25	2,5	315	75	160	37	3,5	415	75	180	43	3
216	80	140	26	3	316	80	170	39	3,5	416	80	190	46	3

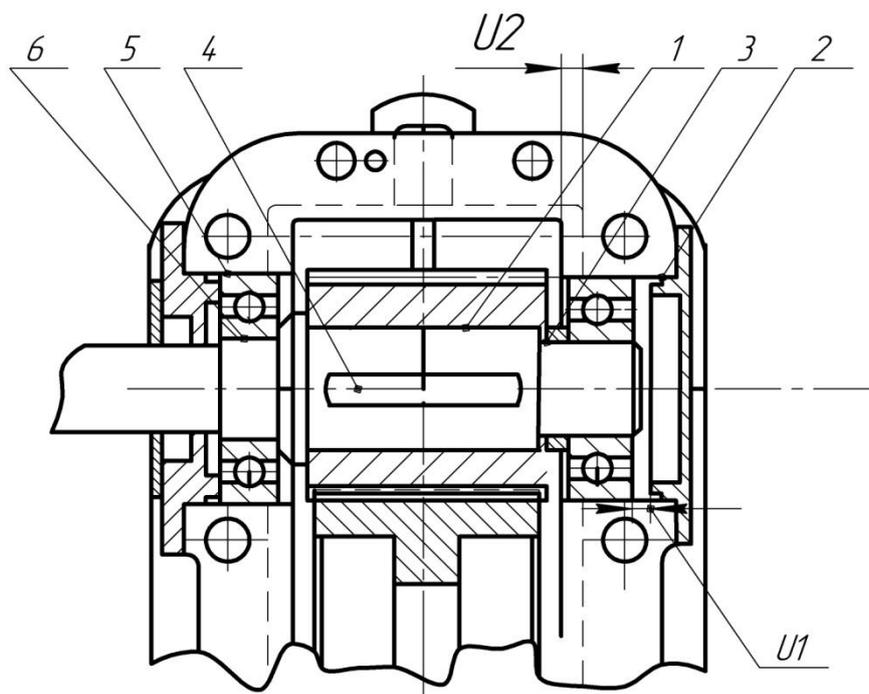


Рис.1 Узел редуктора

1 – шестерня – вал ; 2 – корпус – крышка подшипника ; 3 – втулка распорная – вал
 4 – шестерня – шпонка – вал ; 5 – корпус – шарикоподшипник ; 6 – шарико подшипник вал

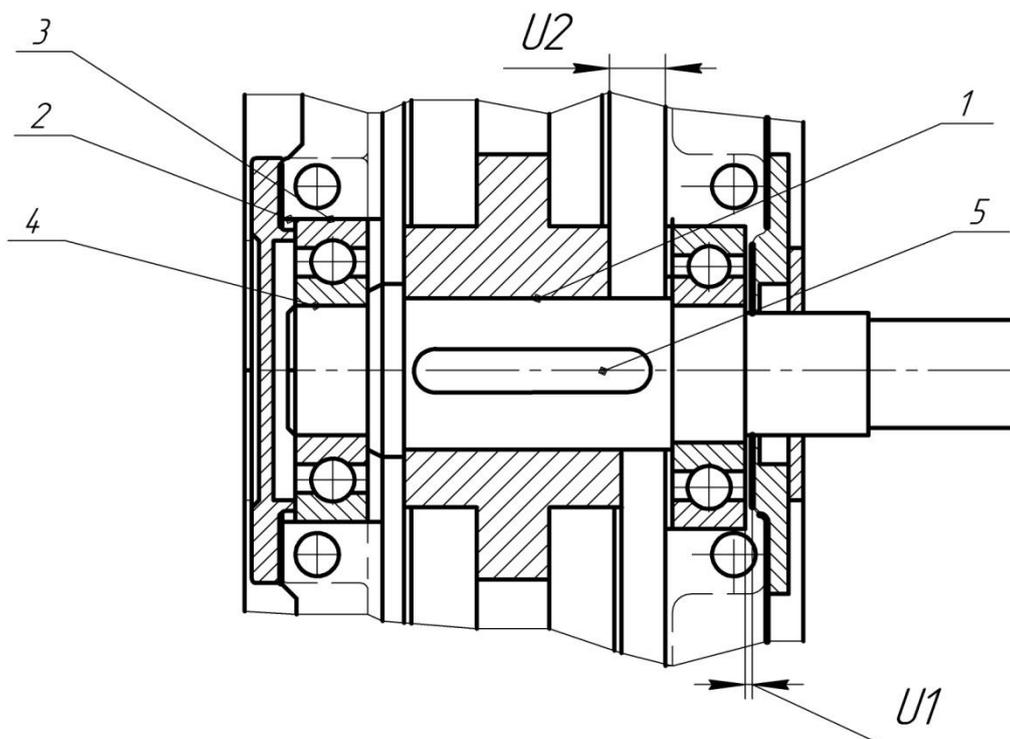


Рис.2 Узел редуктора

1 – шестерня – вал ; 2 – крышка подшипника – корпус ; 3 – корпус шарико-
 подшипника ; 4 шарикоподшипник вал ; 5 – шестерня шпонка – вал

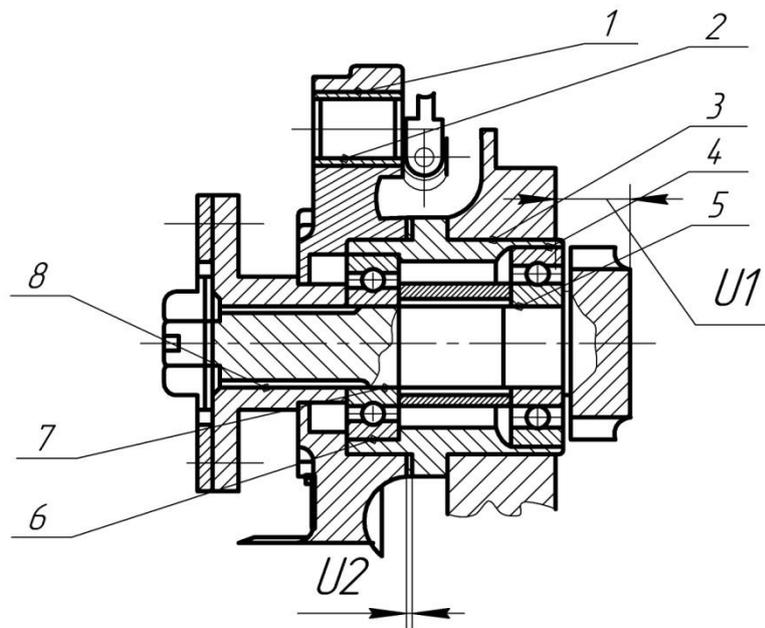


Рис.3 Тормоз трактора "Беларусь"

- 1 – диск тормоза – втулка ; 2 – втулка валик разжимного кулачка ;
 3 – стакан подшипников корпус коробки и заднего моста ;
 4 – стакан подшипников – шарикоподшипник ; 5 – шарикоподшипник – валик ведущий тормоза ;
 6 – стакан подшипников – шарикоподшипник ; 7 – шарико-подшипник – валик ведущий тормоза ;
 8 – барабан – валик ведущий тормоза

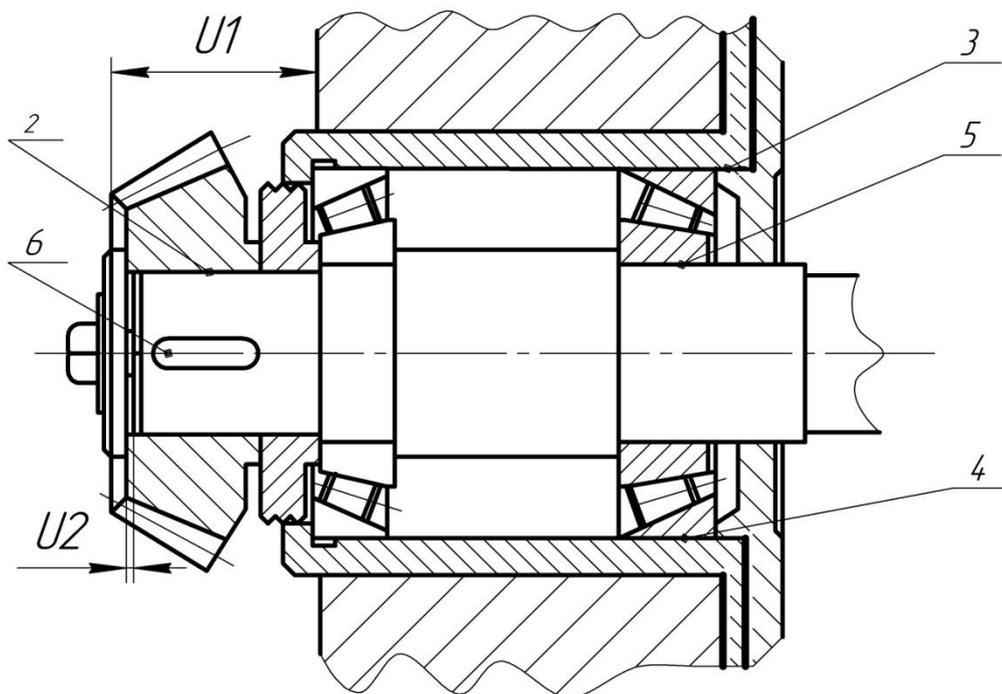


Рис.4 Узел редуктора

- 1 – корпус – стакан подшипников ; 2 – шестерня коническая – вал
 3 – стакан подшипников –крышка ; 4 – стакан подшипников – роликподшипник ;
 5 – роликподшипник вал ; 6 – шестерня шпонка –вал

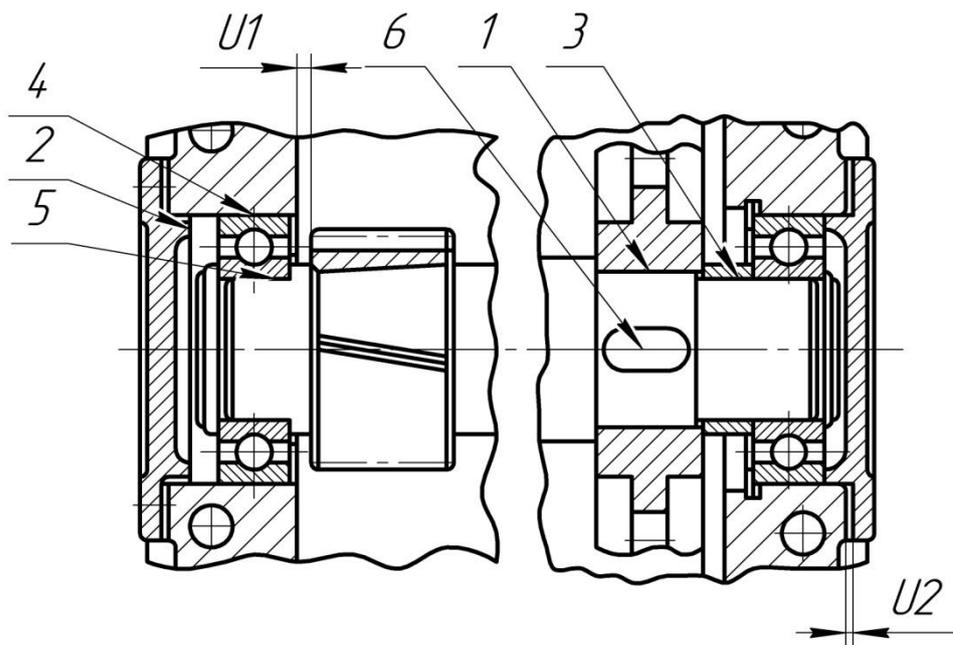


Рис.5 Узел редуктора

1 – шестерня-вал; 2 – корпус-крышка; 3 – распорная втулка-вал;
 4 – корпус-шарикоподшипник; 5 – шарикоподшипник-вал; 6 – шестерня-шпонка-вал

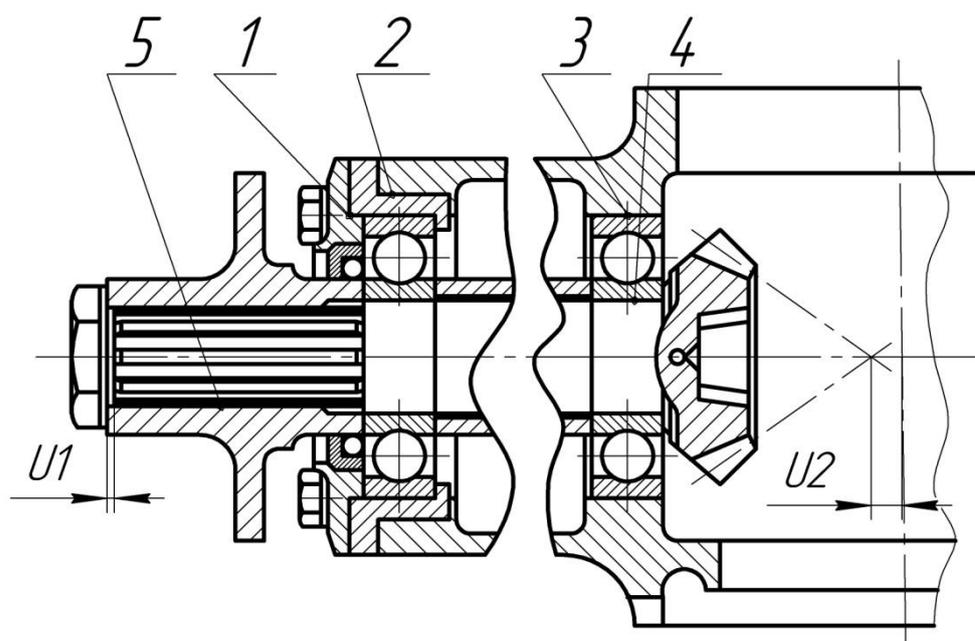


Рис.6 Ведомый вал приводного шкива трактора "Беларусь"

1 – стакана подшипника-корпус сальника; 2 – корпус шкива-стакан подшипника;
 3 – корпус шкива-шарикоподшипник; 4 – шарикоподшипник-вал ведомый;
 5 – вал ведомый-ступица шкива

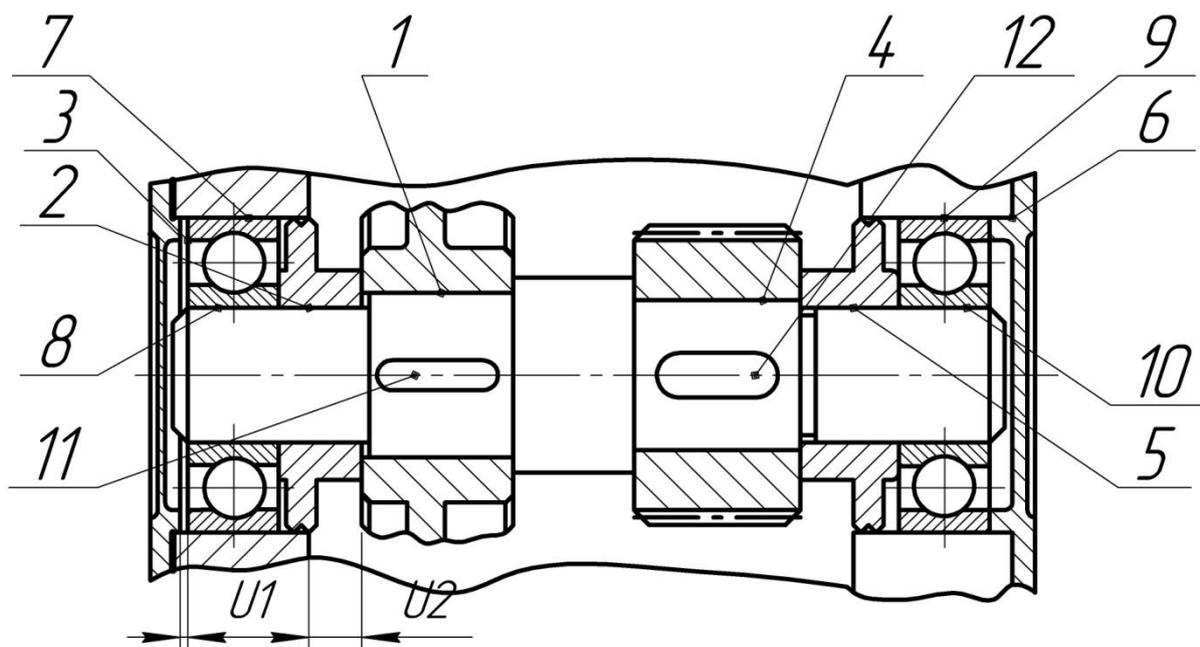


Рис.7 Узел редуктора

- 1 – шестерня-вал; 2 – распорная втулка-вал; 3 – корпус-крышка;
 4 – шестерня-вал; 5 – распорная втулка-вал; 6 – корпус-крышка;
 7 – корпус-подшипник; 8 – подшипник-вал; 9 – корпус-подшипник;
 10 – подшипник-вал; 11 – шестерня-шпонка-вал; 12 – шестерня-шпонка-вал.

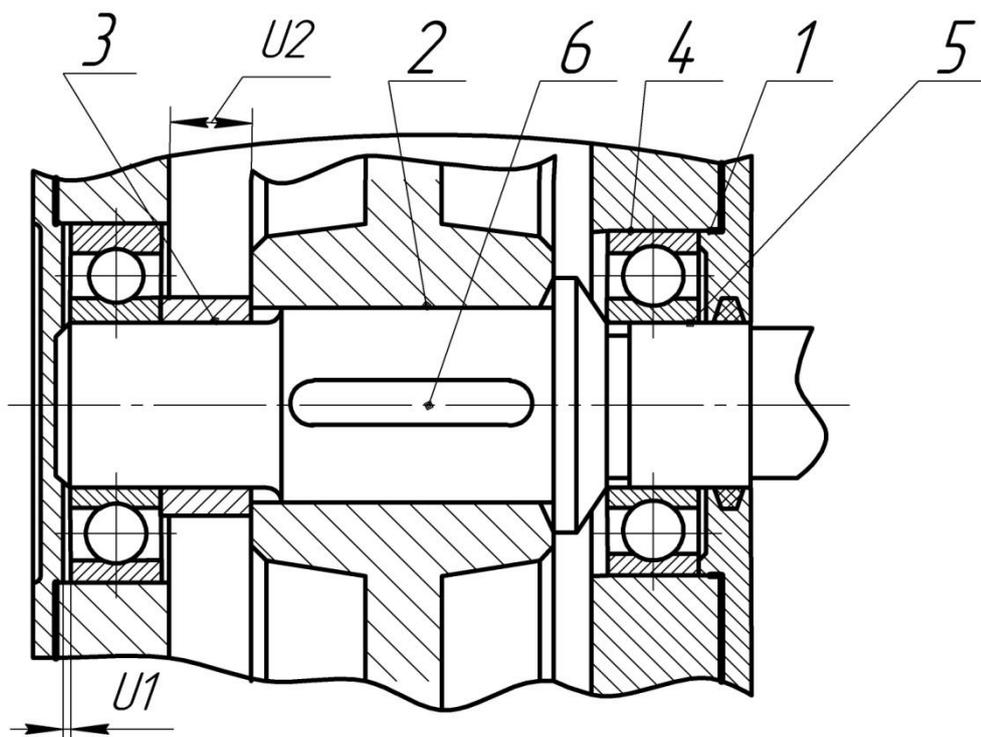


Рис.8 Узел редуктора

- 1 – корпус-крышка; 2 – шестерня-вал; 3 – распорная втулка-вал;
 4 – корпус-подшипник; 5 – подшипник-вал; 6 – шестерня-шпонка-вал

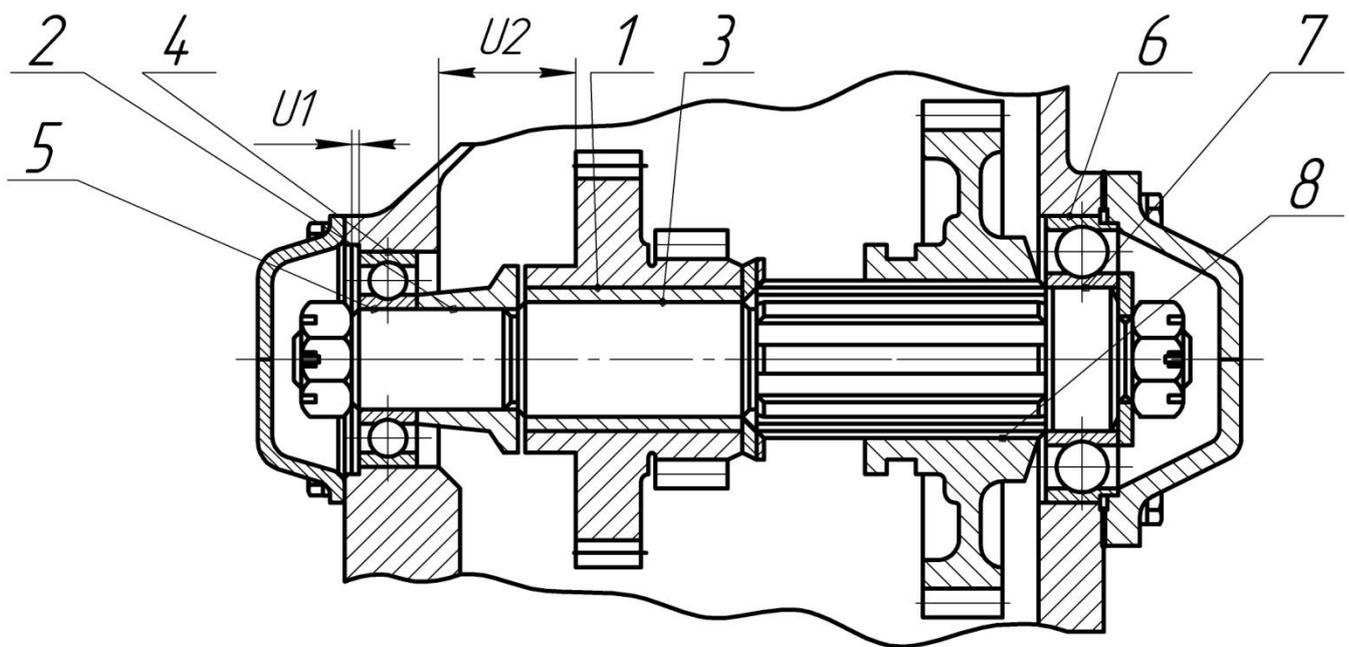


Рис.9 Верхний вал ходоуменьшителя трактора "Беларусь"

- 1 – шестерня-втулка; 2 – упорная втулка-вал; 3 – втулка шестерни-вал;
 4 – корпус-подшипник; 5 – подшипник-вал; 6 – корпус-подшипник;
 7 – подшипник-вал; 8 – шестерня подвижная-вал

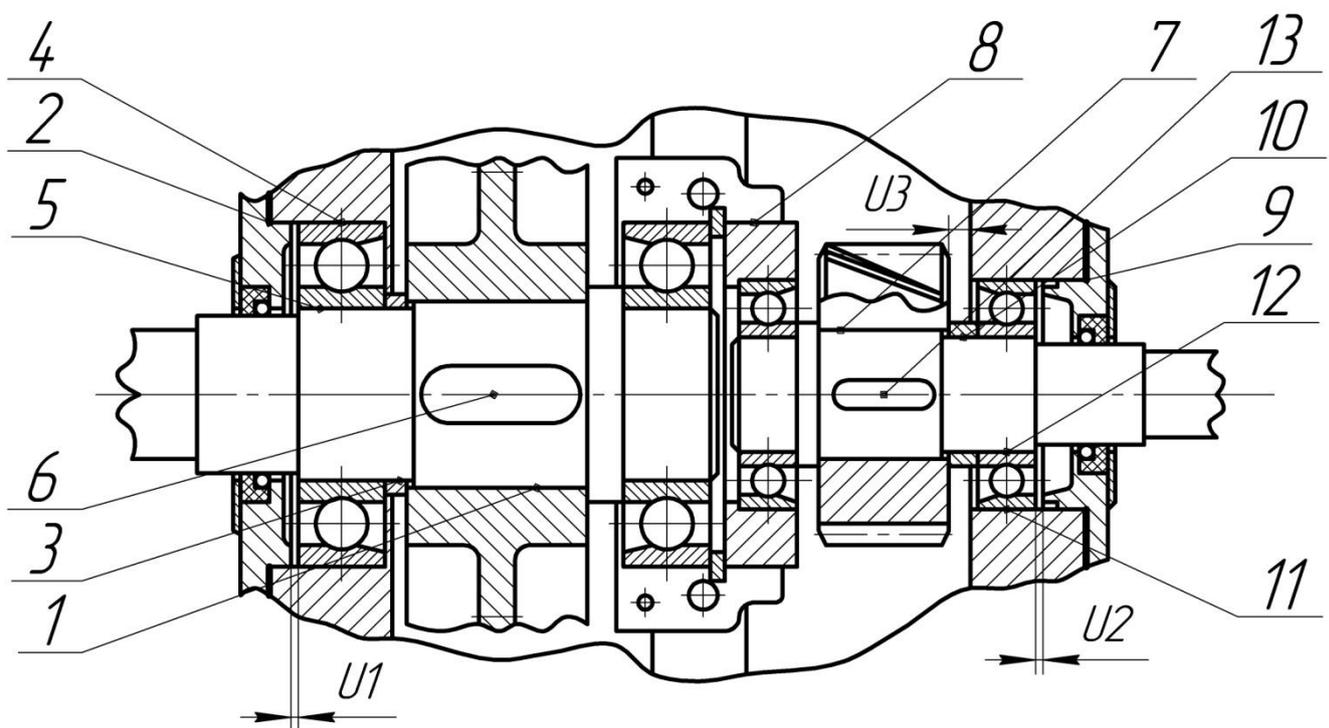


Рис.10 Узел редуктора

- 1 – шестерня-вал; 2 – корпус-крышка подшипника; 3 – втулка распорная-вал;
 4 – корпус-шарикоподшипник; 5 – шарикоподшипник-вал; 6 – шестерня-шпонка-вал;
 7 – шестерня-вал; 8 – корпус-стакан подшипника; 9 – корпус-крышка подшипника;
 10 – втулка распорная-вал; 11 – корпус-шарикоподшипник; 12 – шарикоподшипник-вал;
 13 – шестерня-шпонка-вал.

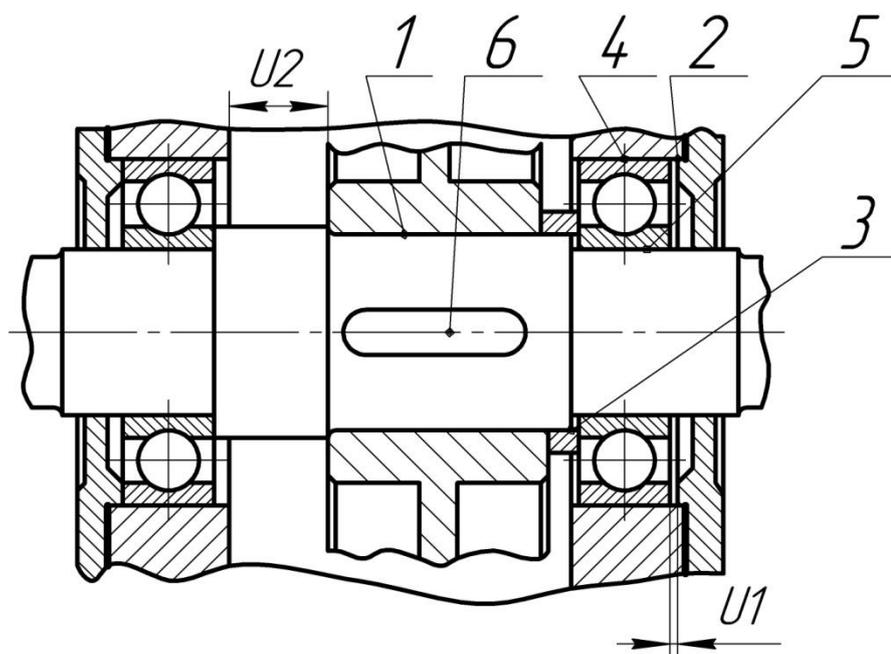


Рис.11 Узел редуктора

*1 – шестерня-вал; 2 – корпус-крышка подшипника; 3 – кольцо распорное-вал;
4 – корпус-подшипник; 5 – шарикоподшипник-вал; 6 – шестерня-шпонка-вал*

Подписано в печать 11.12.2009
 Бумага офсетная. Формат 60×90 ¹/₁₆
 Печать трафаретная. 3,0 усл. печ. л.
 Тираж 70 экз.
 Заказ № 09/12/07

Отпечатано с оригинал-макета заказчика
 в НП «Институт техники и технологий»
 Санкт-Петербург – Пушкин, Академический пр., д.31, ауд. 715