Министерство транспорта Российской Федерации
Федеральное агентство железнодорожного транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Дальневосточный государственный
университет путей сообщения»

Кафедра «Транспортно-технологические комплексы»

Т.В. Белоус, С.Г. Бочкарева

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ

Учебно-методическое пособие
по выполнению расчетно-графической (контрольной) работы

Хабаровск
Издательство ДВГУПС
2020

УДК 006(075.8)
ББК Ж 10я73
Б 43

Рецензент – кандидат технических наук,
доцент кафедры «Транспортно-технологические комплексы»
Дальневосточного государственного университета путей сообщения
А.П. Лебедева

Белоус, Татьяна Викторовна
Б 43 Метрология, стандартизация и сертификация : учебно-методическое пособие по выполнению расчетно-графической (контрольной) работы / Т.В. Белоус, С.Г. Бочкарева. – Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2020. – 67 с. : ил.

Соответствует рабочей программе дисциплины «Метрология, стандартизация и сертификация».

Приведены темы для изучения дисциплины и задания для выполнения расчетно-графической (контрольной) работы. Даны рекомендации по выбору варианта, краткий алгоритм выполнения заданий расчетно-графической (контрольной) работы. Имеется список действующих стандартов и литературы.

Предназначено для студентов 2-го курса очной и 3-го курса заочной формы обучения по направлениям подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», 15.03.01 «Машиностроение», 23.03.01 «Технология транспортных процессов» (по видам).

УДК 006(075.8)
ББК Ж 10я73

© ДВГУПС, 2020

ВВЕДЕНИЕ

В современном производстве в основу конструирования, изготовления и эксплуатации продукции положены принципы нормирования требований к деталям, узлам и механизмам, используемые при конструировании, благодаря которым представляется возможным изготавливать их независимо и собирать или применять без дополнительной обработки при соблюдении технических требований к изделию. Основой организации серийного и массового производства, обеспечивающей кооперацию, концентрацию и специализацию производства, значительно снижающей себестоимость продукции, ускоряющей технологический процесс сборки, позволяющей существенно сократить сроки и обеспечить качество ремонта в процессе эксплуатации изделий является стандартизация.

Цель изучения дисциплины «Метрология, стандартизация и сертификация» состоит в получении студентами основных научно-практических знаний в области метрологии, стандартизации и сертификации, необходимых для обеспечения единства измерений, контроля качества продукции (услуг), метрологического и нормативного обеспечения разработки, производства, испытаний, эксплуатации и утилизации продукции, планирования и выполнения работ по стандартизации и сертификации продукции и процессов, проведения метрологической и нормативной экспертиз.

В результате изучения дисциплины студент должен:

• *знать:* законодательные и нормативные правовые акты, методические материалы по стандартизации, сертификации, метрологии и управлению качеством; систему государственного надзора и контроля, межведомственного и ведомственного контроля за качеством продукции, стандартами, техническими регламентами и единством измерений; организацию и технологию стандартизации и подтверждения соответствия продукции, правила проведения контроля, испытаний и приёмки продукции; порядок разработки, утверждения и принятия технических регламентов, национальных стандартов, стандартов организаций, технических условий и другой нормативно-технической документации; процедуры проведения сертификации продукции, услуг и систем качества;

• *уметь применять*: контрольно-измерительную технику для контроля качества продукции и метрологического обеспечения производства и технологических процессов; компьютерные технологии для планирования и проведения работ по стандартизации, сертификации и метрологии; методы унификации, симплификации и расчёта параметрических рядов при

разработке стандартов и другой нормативно-технической документации; методы и средства поверки (калибровки) и юстировки средств измерения, правила проведения метрологической и нормативной экспертизы документации; необходимые алгоритмы и процедуры сертификации продукции, услуг и систем качества.

- *владеть:* методами организации и проведения измерений, оценки, контроля качества и сертификации изделий, материалов, работ и услуг.

1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ (КОНТРОЛЬНОЙ) РАБОТЫ

1.1. Общие сведения

Для закрепления и углубления знаний, полученных при изучении дисциплины «Метрология, стандартизация и сертификация», приобретения навыков работы со справочной литературой, межгосударственными и национальными стандартами, освоения принципов оформления конструкторской документации на разрабатываемые изделия машиностроения, программой обучения предусмотрено выполнение одной расчётно-графической работы студентами очной формы обучения и одной контрольной работы студентами заочной формы обучения.

Расчётно-графическая (контрольная) работа состоит из четырех частей.

1. Анализ основных норм взаимозаменяемости (ОНВ) типовых соединений транспортных систем;

2. Расчет и выбор посадок для подшипниковых узлов;

3. Расчет исполнительных гладких калибров;

4. Расчет сборочных размерных цепей транспортных изделий в условиях полной взаимозаменяемости.

Вариант выполнения расчетно-графической работы студентами очной формы обучения или контрольной работы студентами заочной формы обучения выбирается по сумме двух последних цифр номера зачетной книжки (студенческого билеты). Например, при шифре 191015 (для студента очной формы обучения) вариант 6 (1 + 5 = 6); при шифре КТ09-ПБ-512 (для студента заочной формы обучения) вариант 3 (1 + 2 = 3).

Расчетно-графическая (контрольная) работа выполняется с одной стороны белой бумаги формата А4 (210×297 мм) с рамкой, в соответствии с требованиями ГОСТ Р 2.105-2019 [1]. Расстояние от края страницы до линии рамки слева 20 мм, а справа, снизу и сверху – 5 мм. На первом текстовом листе выполняют основную надпись (штамп) по форме 2 ГОСТ 2.104-2006 [2] (рис. 1), а на всех последующих – по форме 2а (рис. 2).

Рамки, основные надписи и дополнительные графы к ним выполняют сплошными основными и сплошными тонкими линиями по ГОСТ 2.303-68 [3].

Расстояние от рамки до границ текста в начале и в конце строк – не менее 3 мм, а от рамки до верхней или нижней строки текста – не менее 10 мм. Абзацы в тексте начинают отступом, равным 15–17 мм.

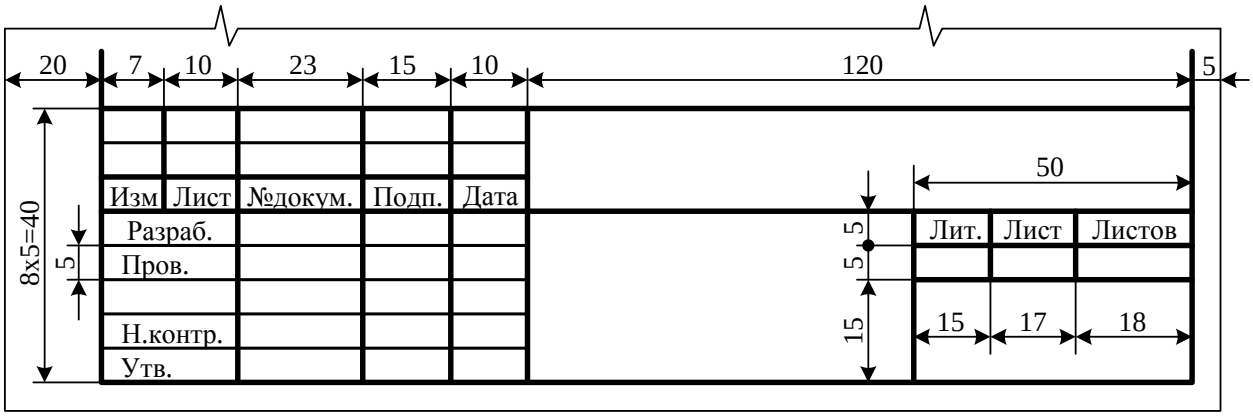


Рис. 1. Основная надпись первого текстового листа
(форма 2 ГОСТ 2.104-2006)

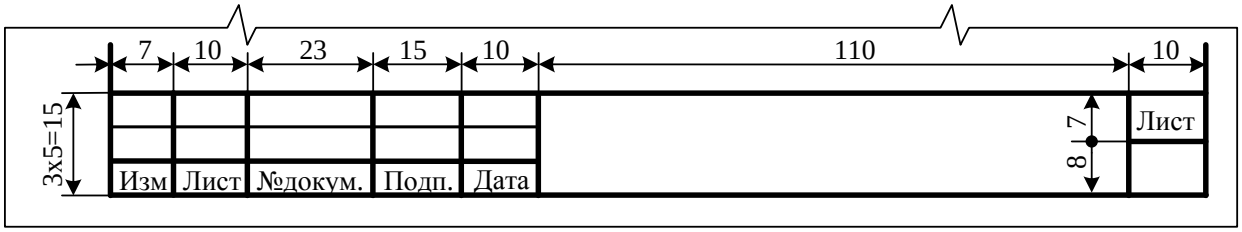


Рис. 2. Основная надпись для всех последующих листов
(форма 2а ГОСТ 2.104-2006)

Расстояние между заголовком и текстом – 15 мм. Расстояние между заголовками раздела и подраздела, а также между строками текста 8–10 мм.

Пример выполнения титульного листа текстового документа приведен в прил. 1.

Оформление расчетно-графической (контрольной) работы выполняют одним из следующих способов:

- рукописным – чертежным шрифтом по ГОСТ 2.304-81 с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм. Цифры и буквы необходимо писать четко черными чернилами, пастой или тушью;
- с применением устройств вывода ЭВМ. Шрифт Arial или Times New Roman; размер 14 pt; интервал междустрочный – одинарный; поля: левое – 3 см, верхнее – 1,5 см, нижнее – 2,5 см и правое – 1,5 см. Красная строка – 0,75 см. Выравнивание по ширине листа, автоматическая расстановка переносов.

1.2. Задание на расчётно-графическую (контрольную) работу

Задание на расчетно-графическую (контрольную) работу выдается преподавателем, ведущим занятия по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация», а также студент может распечатать задание самостоятельно из прил. 2.

1.2.1. Анализ основных норм взаимозаменяемости типовых соединений транспортных систем

1.2.1.1. Исследовать соединение узла редуктора 4/2 (рис. 3) (зубчатого колеса – 4 и вала – 2). Рассчитать предельные зазоры и натяги, определить характер посадок по значениям табл. 1 строкам 1 и 2.

- Определить допуски размеров отверстия и вала по ГОСТ 25346-2013 [4].
- Определить основное отклонение отверстия и вала по ГОСТ 25346-2013 [4].
- Определить второе неосновное отклонение отверстия и вала.
- Определить наибольший и наименьший размер отверстия и вала.
- Определим характер посадки.
- Построить схемы полей допусков (СПД) отверстия и вала. На схемах указать величины предельных отклонений размеров, допуски, а также наибольший, наименьший и средний зазоры и натяги; для переходных посадок указать наибольший зазор и наибольший натяг.
- Проставить на сборочном чертеже (эскизе) узла редуктора рис. 3 обозначение заданных посадок в условной форме. На рабочих чертежах (эскизах) деталей указать исполнительные размеры тремя способами (условный, цифровой и комбинированный).

1.2.1.2. Исследовать соединений узла редуктора 3/2 (распорной втулки – 3 и вала – 2). Рассчитать предельные зазоры и натяги, определить характер посадок по значениям табл. 1, строка 3 и 4.

- Определить допуски размеров отверстия и вала ГОСТ 25346-2013 [4].
- Определить основное отклонение отверстия и вала ГОСТ 25346-2013 [4].
- Определить второе неосновное отклонение отверстия и вала.
- Определить наибольший и наименьший размер отверстия и вала.
- Определим характер посадки.
- Определить вероятность получения зазора и натяга в переходной посадке.
- Построить схемы полей допусков (СПД) отверстия и вала. На схемах указать величины предельных отклонений размеров, допуски, а также наибольший зазор и наибольший натяг.
- Проставить на сборочном чертеже (эскизе) узла редуктора рис. 3 обозначение заданных посадок в условной форме. На рабочих чертежах (эскизах) деталей указать исполнительные размеры тремя способами (условный, цифровой и комбинированный).

1.2.2. Расчет и выбор посадок для подшипниковых узлов

Рассчитать и выбрать стандартные посадки для подшипниковых соединений 5/2 и 6/1, т.е. посадка внутреннего кольца подшипника – 5 на вал редуктора – 2 и посадка наружного кольца подшипника – 6 в корпус редуктора – 1. В опорах редуктора установлены радиальные однорядные подшипники с условным обозначением (табл. 1 строка 5) №_____. Класс точности подшипника ___ (табл. 1 строка 10). Вращается вал. Радиальная реакция опоры на подшипник F_r = _____ kH (табл. 1 строка 12). Перегрузка _____% (табл. 1 строка 11).

По ГОСТ 520-2011 [5] определить допуски на присоединительные размеры подшипника. Назначить допуски на вал и корпус. Указать посадки на сборочном чертеже (эскизе) узла редуктора (рис. 3). Построить СПД для внутреннего и наружного колец подшипника.

1.2.3. Расчет исполнительных гладких калибров

Обеспечить контроль ОНВ деталей соединения узла редуктора гладкими предельными калибрами. В зависимости от варианта (табл. 1 строка 13) рассчитать исполнительные размеры гладких рабочих калибров для контроля размеров деталей соединения 4/2 или 3/2.

Определить допуски калибра-пробки и калибра скобы по ГОСТ 24853-81.

Построить СПД и выполнить эскизы калибров с указанием исполнительных размеров.

1.2.4. Расчет сборочных размерных цепей транспортных изделий в условиях полной взаимозаменяемости

Выполнить проектный расчет размерной цепи узла редуктора в условиях полной взаимозаменяемости. Если задан номинальный размер A_Δ=____(табл. 1 строка 14) и предельные отклонения замыкающего звена Es (A_Δ) =____ мм (табл. 1 строка 15) и Ei (A_Δ) =____ мм (табл. 1 строка 16). Номинальные размеры всех составляющих звеньев A_i определить конструктивно, в зависимости от размера вала d (табл. 1 строка 1): $A_1 = A_7 = 0{,}25d$; $A_2 = A_3 = A_6 = B_{подш}$, где B – ширина подшипника (табл. 1 строка 8); $A_4 = 1{,}5d$; $A_5 = 2d$; $A_8 = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 + A_7 + A_\Delta$. Значения размеров A_i округлить по ГОСТ 6636-69 [6].

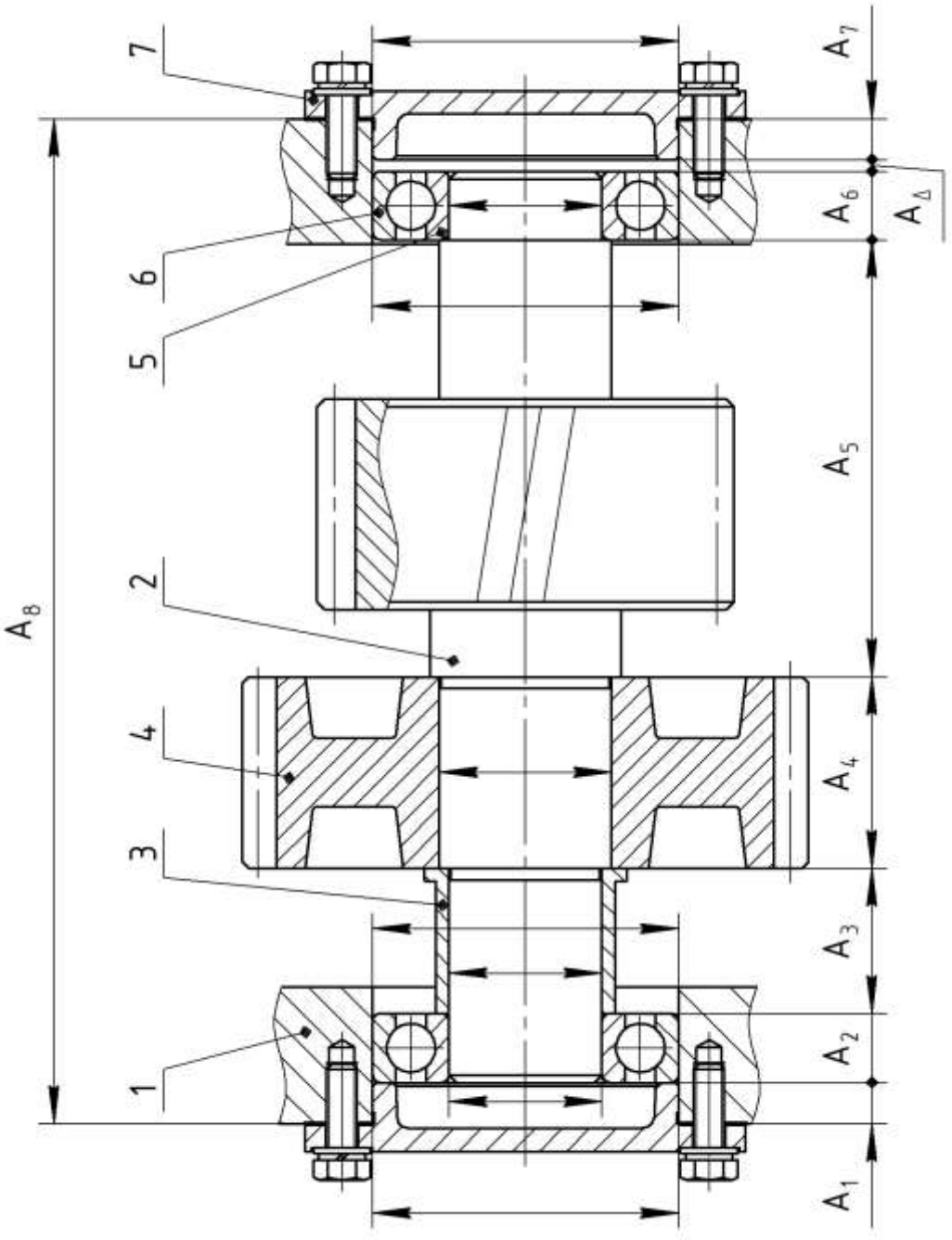


Рис. 3. Эскиз узла редуктора

Таблица 1

Исходные данные для расчетно-графической (контрольной) работы

Строка	Задачи	Номер варианта						
		0	1	2	3	4	5	6
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Номинальный размер соединения 4/2 d, мм	50	95	63	90	71	36	40
2	Характер соединения 4/2	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{u7}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u7}$
3	Номинальный размер соединения 3/2 d, мм	40	85	50	85	60	25	30
4	Характер соединения 3/2	$\frac{Js7}{h6}$	$\frac{J_S8}{h7}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{M7}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{H8}{js7}$
5	Номер подшипника	308	317	310	217	412	305	206
6	Внутренний диаметр подшипника d, мм	40	85	50	85	60	25	30
7	Наружный диаметр подшипника D, мм	90	180	110	150	150	62	62
8	Ширина подшипника B, мм	23	41	27	28	35	17	16
9	Радиус скругления r, мм	2,5	4	3	3	3,5	2	2
10	Класс точности подшипника	0	6	5	0	6	5	0
11	Перегрузка, %	150	300	300	150	300	150	300
12	Реакция, кН	5,9	7,2	6,3	5,4	7,5	6,6	6,5
13	Расчет гладких предельных калибров, номер соединения	4/2	4/2	4/2	3/2	3/2	3/2	4/2
14	Номинальный размер замыкающего звена A_Δ, мм	1	1	1	1	1	1	1
15	Es (A_Δ) – верхнее отклонение, мм	+0,45	+0,70	0	+0,35	+0,90	+0,40	0
16	Ei (A_Δ) – нижнее отклонение, мм	-0,45	0	-0,7	-0,35	0	-0,40	-0,8

Продолжение табл. 1

Строка	Задачи	Номер варианта					
		7	8	9	10	11	12
1	2	10	11	12	13	14	15
1	Номинальный размер соединения 4/2 d, мм	56	95	63	28	75	48
2	Характер соединения 4/2	$\frac{H7}{s7}$	$\frac{H8}{s7}$	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$	$\frac{H8}{s7}$
3	Номинальный размер соединения 3/2 d, мм	45	80	55	20	65	40
4	Характер соединения 3/2	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{N8}{h7}$	$\frac{M8}{h7}$	$\frac{K7}{h7}$	$\frac{H9}{js8}$
5	Номер подшипника	209	216	311	204	213	208
6	Внутренний диаметр подшипника d, мм	45	80	55	20	65	40
7	Наружный диаметр подшипника D, мм	85	140	120	47	120	80
8	Ширина подшипника B, мм	19	26	29	14	23	18
9	Радиус скругления r, мм	2	3	3	1,5	2,5	2
10	Класс точности подшипника	5	0	6	5	0	6
11	Перегрузка, %	150	300	150	300	300	150
12	Реакция, кН	7,9	6,0	5,2	5,4	7,6	6,8
13	Расчет гладких предельных калибров, номер соединения	4/2	4/2	3/2	3/2	3/2	4/2
14	Номинальный размер замыкающего звена A_{Δ}, мм	1	1	1	1	1	1
15	Es (A_{Δ}) – верхнее отклонение, мм	+0,55	+0,80	+0,60	+0,50	0	+0,32
16	Ei (A_{Δ}) – нижнее отклонение, мм	-0,55	0	-0,60	0	-0,9	-0,32

Окончание табл. 1

Строка	Задачи	Номер варианта					
		13	14	15	16	17	18
1	2	16	17	18	19	20	21
1	Номинальный размер соединения 4/2 d, мм	80	53	85	75	42	48
2	Характер соединения 4/2	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H8}{z8}$
3	Номинальный размер соединения 3/2 d, мм	75	45	80	65	35	35
4	Характер соединения 3/2	$\frac{J_S9}{h8}$	$\frac{H9}{n8}$	$\frac{N9}{h8}$	$\frac{M9}{h8}$	$\frac{H9}{m9}$	$\frac{H9}{k9}$
5	Номер подшипника	315	409	316	313	207	407
6	Внутренний диаметр подшипника d, мм	75	45	80	65	35	35
7	Наружный диаметр подшипника D, мм	160	120	170	140	72	100
8	Ширина подшипника B, мм	37	29	39	33	17	25
9	Радиус скругления r, мм	3,5	3	3,5	3,5	2	2,5
10	Класс точности подшипника	5	0	6	0	5	0
11	Перегрузка, %	150	300	300	150	300	150
12	Реакция, кН	5,0	6,2	7,4	6,8	5,5	6,4
13	Расчет гладких предельных калибров, номер соединения	4/2	4/2	3/2	3/2	3/2	4/2
14	Номинальный размер замыкающего звена A_Δ, мм	1	1	1	1	1	1
15	Es (A_Δ) – верхнее отклонение, мм	+0,45	+0,48	+0,66	+0,50	+0,31	+0,91
16	Ei (A_Δ) – нижнее отклонение, мм	-0,25	-0,48	0	-0,50	-0,61	0

2. МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ (КОНТРОЛЬНОЙ) РАБОТЫ

2.1. Анализ основных норм взаимозаменяемости типовых соединений транспортных систем

2.1.1. Основные нормы взаимозаменяемости

Изготовление высококачественной продукции невозможно без умения грамотно пользоваться конструкторской и технологической документацией, владеть техникой измерений.

Конструкторская и технологическая документация обычно представляют собой чертежи и технологические карты, на которых дается изображение деталей с целым рядом параметров и указаний к процессу обработки или сборки.

Геометрические параметры деталей количественно оценивают размерами. **Размер** – числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т.д.) в выбранных единицах измерения.

По назначению все размеры делятся на четыре группы.

1. Размеры, определяющие величину и форму детали.

2. Координирующие размеры. Размеры, определяющие взаимное положение ответственных поверхностей и осей детали или положение их относительно баз.

3. Сборочные и монтажные размеры, характеризующие положение узлов и изделий по присоединению поверхностей, а также положение основного изделия на месте монтажа.

4. Технологические размеры, необходимые непосредственно для изготовления детали и ее контроля. При определении этих размеров конструктор должен предусматривать наиболее выгодный способ и порядок изготовления и контроля деталей.

По второй классификации различают:

1) номинальный размер;
2) действительный размер;
3) предельные размеры.

Размер, принимаемый в процессе проектирования, например, на основании прочностных расчетов или по конструктивным соображениям с округлением до ближайшего значения по ГОСТ 6636-69 [6] и проставляемый на чертежах называется **номинальным**. Еще одно определение номинального размера. Номинальный размер – размер, относительно которого определяются предельные размеры и который также служит началом

отсчета отклонений. Номинальный размер посадки – номинальный размер, общий для отверстия и вала, составляющих соединение.

Номинальный размер отверстия обозначают латинской прописной буквой D, вала – латинской строчной буквой d (рис. 4).

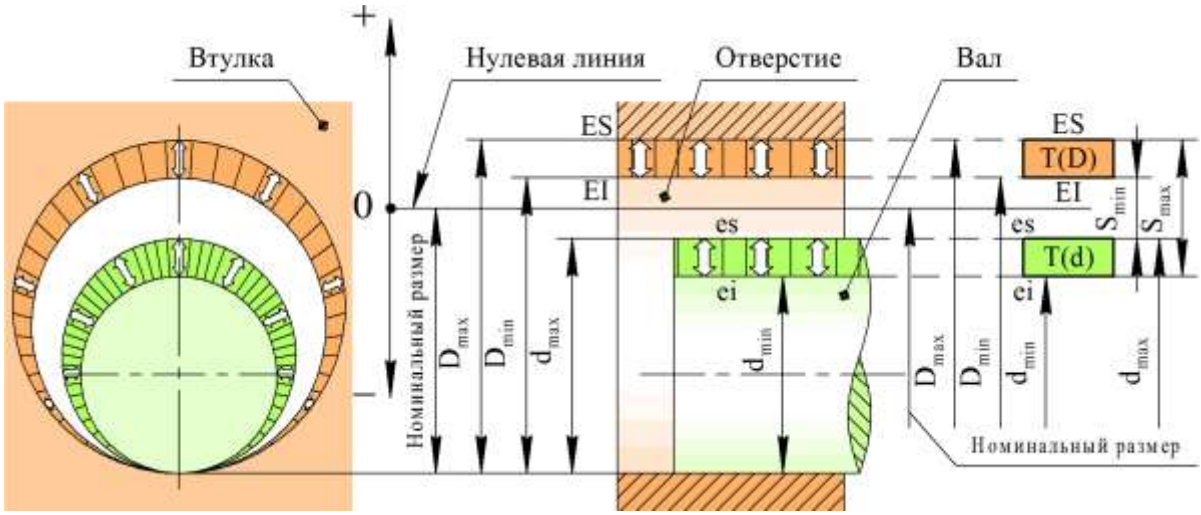


Рис. 4. Схематическое изображение полей допусков

Вал – термин, применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов деталей.

Отверстие – термин, применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) элементов деталей.

Действительный размер – размер, установленный измерением с допустимой погрешностью.

Предельные размеры – два допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер.

Наибольший предельный размер – больший из двух предельных размеров.

Наименьший предельный размер – меньший из двух предельных размеров.

При изготовлении деталей **действительный** размер может совпадать с **номинальным** размером лишь случайно. Имеется большое число факторов, влияющих на точность обработки, что неизбежно приводит к погрешностям размеров и формы деталей.

Причины возникновения погрешностей следующие:

– неточность оборудования, приспособлений и режущих инструментов;

– неоднородность заготовок для деталей по размерам, форме, твердости;

– неточности установки и закрепления заготовок в приспособлениях;

– влияние температуры, приводящее к изменению размеров обрабатываемых деталей, а также отдельных частей оборудования;

– упругие деформации деталей оборудования, приспособлений, инструментов;

– несоблюдение установленных режимов обработки;

– ошибки рабочего, связанные с недостаточным уровнем его квалификации и т.д.

Принято выражать предельные размеры посредством предельных отклонений. Различают два предельных отклонения верхнее и нижнее. По стандарту обозначают для отверстия верхнее (ES) и нижнее (EI). Для вала верхнее (es) и нижнее (ei).

Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами и отклонениями называется **допуском** (IT). Допуск отверстия определяется по формуле (1), а допуск вала – по формуле (2).

$$IT = (D_{max} - D_{min}) = ES - EI; \quad (1)$$

$$IT = (d_{max} - d_{min}) = es - ei. \quad (2)$$

Квалитет – совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров. ГОСТ 25346-2013 [4] установлено 20 квалитетов: 0, 01, 1, 2, 3, 4, …, 18. Самый точный – 0; самый грубый – 18 квалитет. Допуск квалитета обозначают прописными буквами IT и номером квалитета, например: IT5 – допуск 5-го квалитета и т.д. Допуски по квалитетам с 0 по 1 назначают на концевые меры длины; с 2 по 4 на калибры и особо точные изделия; 5-12 на сопрягаемые детали; 13–18 для неответственных размеров несопрягаемых поверхностей деталей или грубых соединений.

Нулевая линия – линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок. Если нулевая линия расположена горизонтально, то положительные отклонения откладываются вверх от нее, а отрицательные – вниз.

2.1.2. Пример решения задач по теме «Анализа основных норм взаимозаменяемости типовых соединений транспортных систем» для соединения 4/2.

Условие задачи

Исследовать соединений узла редуктора 4/2 (зубчатого колеса – 4 и вала – 2). Рассчитать предельные зазоры и натяги, определить характер посадок по значениям табл. 1, строки 1 и 2.

Ход решения

Соединение 4/2 – это соединение зубчатого колеса с валом. Номинальный размер соединения равен 38 мм, характер соединения H7/y6. Условная запись размера выглядит следующим образом: 38H7/y6. В числителе находится условное обозначение отверстия 38H7, в знаменателе – вала 38y6.

Определим по ГОСТ 25346-2013 (прил. 3) допуск отверстия. Для номинального размера отверстия D = 38 мм, который лежит в диапазоне от 30 до 50 мм и для квалитета 7, допуск равен 25 мкм. Следовательно, **IT7 = 25 мкм = 0,025 мм.**

Определим допуск вала. Номинальный размер вала d = 38 мм. Вал изготовлен по 6 квалитету. Следовательно, **IT6 = 16 мкм = 0,016 мм.**

Определим основное отклонение отверстия и вала.

Основное отклонение – одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), определяющее расположение поля допуска относительно нулевой линии. Обычно таким отклонением является отклонение, ближайшее к нулевой линии.

Определим основное отклонение отверстия. В прил. 5 находим букву**H**. Смотрим, что написано в строчке над ней, в данном случае **нижнее отклонение EI**, затем смотрим на число, которое находится на пересечении данного столбца и необходимого интервала размеров.

В нашем случае **EI = 0.**

Определим основное отклонение вала: в прил. 3 находим букву **y**. Смотрим, что написано в строчке над ней, в данном случае **нижнее отклонение ei**, затем смотрим на число, которое находится на пересечении данного столбца и необходимого интервала размеров.

Определили, что **ei = +94 мкм = + 0,094 мм.**

Определим второе отклонение отверстия. Так как нам известен допуск отверстия и основное отклонение, то из формулы (1) найдем второе отклонение отверстия:

$$ES = EI + IT7 = 0 + 25 = +25 \text{ мкм} = +0{,}025 \text{ мм}. \quad (3)$$

Исполнительный размер отверстия $38H7(^{+0,025})$.

Из формулы (2) найдем второе отклонение вала:

$$es = ei + IT6 = + 94 + 16 = +110 \text{ мкм} = +0{,}110 \text{ мм}. \quad (4)$$

Исполнительный размер вала $\varnothing 38y6(^{+0,110}_{+0,094})$.

Определим наибольший и наименьший размер отверстия и вала.

Наибольший предельный размер находится как алгебраическая сумма номинального размера и верхнего предельного отклонения.

Наибольший предельный размер – алгебраическая сумма номинального размера и нижнего предельного отклонения.

Определим наибольший предельный размер отверстия по формуле

$$D_{max} = D + ES = 38 + 0{,}025 = 38{,}025 \text{ мм}. \quad (5)$$

Определим наименьший предельный размер отверстия по формуле

$$D_{min} = D + EI = 38 + 0 = 38 \text{ мм}. \quad (6)$$

Определим наибольший предельный размер вала по формуле

$$d_{max} = d + es = 38 + 0{,}110 = 38{,}110 \text{ мм}. \quad (7)$$

Определим наименьший предельный размер вала по формуле

$$d_{min} = d + ei = 38 + 0{,}094 = 38{,}094 \text{ мм}. \quad (8)$$

Определим характер посадки.

Разность между охватывающим (отверстием) и охватываемым (валом) размерами определяет **характер соединения, или посадку**, т.е. большую или меньшую свободу их относительного перемещения или прочность их неподвижного соединения.

В зависимости от размеров сопрягаемых деталей в соединении может возникнуть **зазор** или **натяг**. Если размер отверстия больше размеров вала, то появляется **зазор S** – положительная разность между размерами отверстия и вала.

Если до сборки размер отверстия меньше размера вала, то их разность будет отрицательной, т.е. имеет место **натяг N.**

Наибольший зазор (наименьший натяг) определим по формуле

$$S_{max} = N_{min} = D_{max} - d_{min} = ES - ei; \quad (9)$$

$$S_{max} = N_{min} = 38{,}025 - 38{,}094 = -0{,}069 \text{ мм}.$$

Наименьший зазор (наибольший натяг) определим по формуле

$$S_{min} = N_{max} = D_{min} - d_{max} = EI - es; \quad (10)$$

$$S_{min} = N_{max} = 38 - 38{,}110 = -0{,}110 \text{ мм}.$$

Знак «минус» говорит о том, что в данном соединении присутствует натяг, т.е. диаметр вала до сборки больше диаметра отверстия.

$$N_{max} = 0{,}110 \text{ мм} = 110 \text{ мкм};$$

$$N_{min} = 0{,}069 \text{ мм} = 69 \text{ мкм}.$$

Допуск на посадку определим по формуле

$$TN = N_{max} - N_{min} = 110 - 69 = 41 \text{ мкм}.$$

Проверка осуществляется по формуле

$$TN = IT7 + IT6 = 25 + 16 = 41 \text{ мкм}.$$

Строим **схемы полей допусков (СПД)** отверстия и вала. На схемах указываем величины предельных отклонений размеров, допуски, а также наибольший, наименьший и средний зазоры и натяги. Схемы полей допусков представлены на рис. 5.

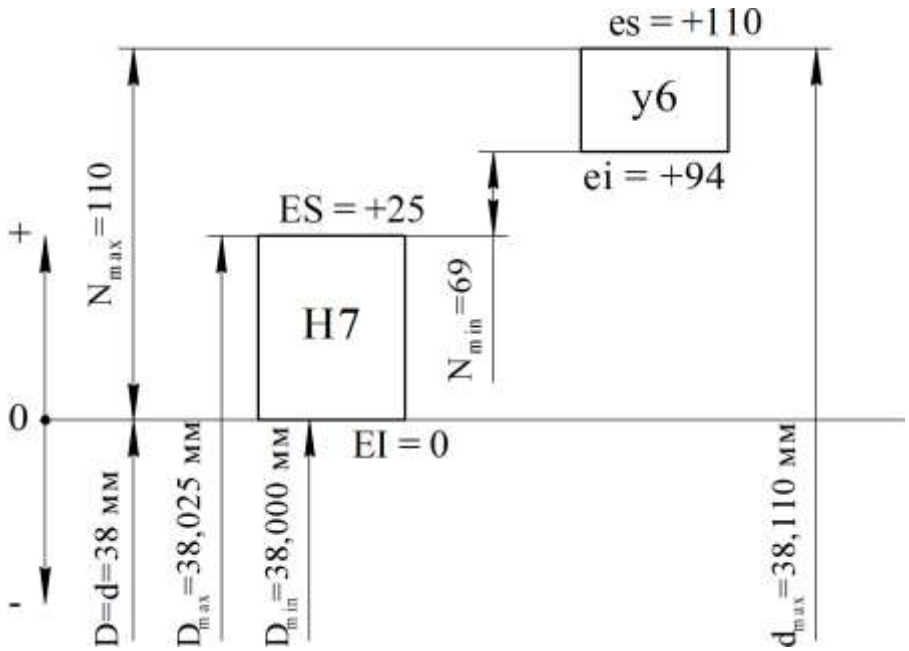


Рис. 5. Схема полей допусков соединения $\varnothing 38 \frac{H7\ ^{+0,025}}{y6\ ^{+0,110}_{+0,094}}$

Простановка размеров на чертеже.

Предельные отклонения линейных размеров указывают на чертежах условными (буквенными) обозначениями полей допусков или числовыми значениями предельных отклонений, а так же комбинированным (смешанным) способом: сначала условная форма, а затем в скобочках числовая.

1. **Условная**: сопряжение $\varnothing 38 \frac{H7}{y6}$; отверстие $\varnothing 38H7$; вал $\varnothing 38y6$.

2. **Числовая**: сопряжение $\varnothing 38\frac{^{+0,025}}{^{+0,110}_{+0,094}}$; отверстие $\varnothing 38^{+0,025}$; вал $\varnothing 38^{+0,110}_{+0,094}$.

3. **Смешанная**: сопряжение $\varnothing 38\frac{\text{H7}\ ^{+0,025}}{\text{у6}\ ^{+0,110}_{+0,094}}$; отверстие $\varnothing 38\text{H7}\ ^{+0,025}$; вал $\varnothing 38\text{у6}\ ^{+0,110}_{+0,094}$.

Первый способ обозначения применяется при массовом и серийном производстве, где контроль производится калибрами.

Второй способ применяется при контроле деталей мерительным инструментом.

На сборочных чертежах размеры сопрягаемых поверхностей указывают только в условной форме.

Простановка исполнительных размеров тремя способами показана на эскизах вала, отверстия и соединения (рис. 6).

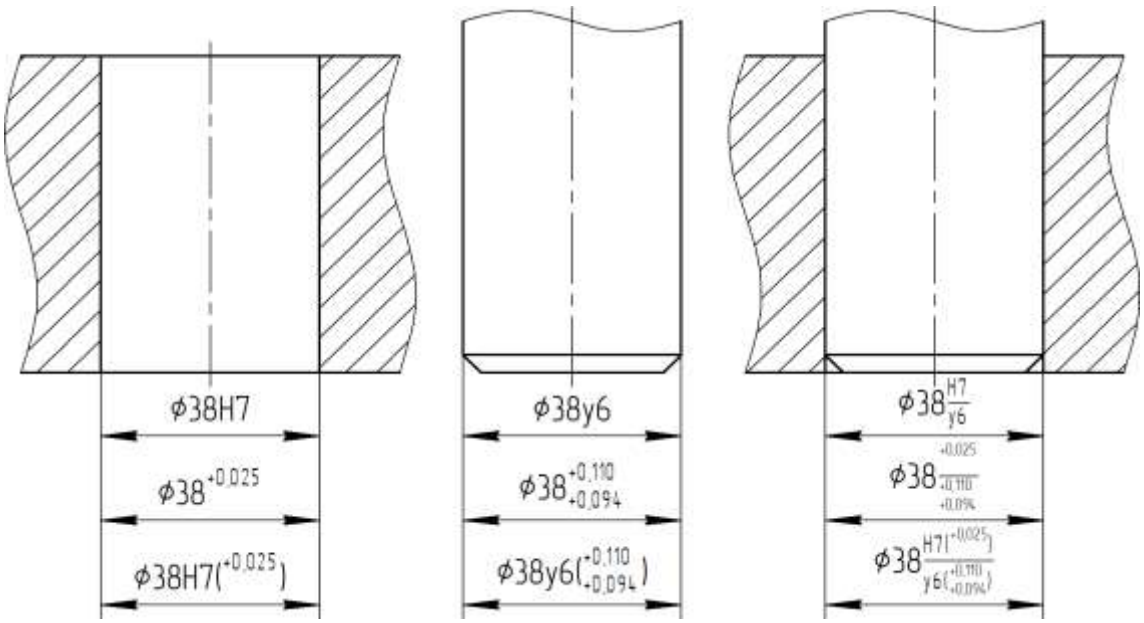


Рис. 6. Простановка исполнительных размеров тремя способами на эскизах вала, отверстия и соединения

2.1.3. Пример решения задач по теме «Анализа основных норм взаимозаменяемости типовых соединений» для соединения 3/2

Условие задачи

Исследовать соединений узла редуктора 3/2 (распорной втулки – 3 и вала – 2). Рассчитать предельные зазоры и натяги, определить характер посадок по значениям табл. 1, строки 3 и 4.

Ход решения

Соединение 3/2 есть соединение распорной втулки с валом. Номинальный размер, которых равен 30 мм, характер соединения **J8/h7**. Полностью размер выглядит следующим образом ∅**30J8/h7**. В числителе находится условное обозначение отверстия ∅**30J8**, в знаменателе – вала ∅**30h7.**

Определим по ГОСТ 25346-2013 (прил. 3) допуск отверстия. Для номинального размера 30 мм, который лежит в диапазоне от 18 до 30 мм и для квалитета 8, допуск равен 33 мкм. Следовательно, **IT8 = 33 мкм = 0,033 мм.**

Также найдем допуск для вала. Вал изготовлен по 7 квалитету. Следовательно, **IT7 = 21 мкм = 0,021 мм.**

Определим основное отклонение отверстия и вала.

В табл. прил. 5 находим букву **J**. Смотрим, что написано в строчке над ней, в данном случае **верхнее отклонение ES**, затем смотрим на число, которое находится на пересечении данного столбца и необходимого интервала размеров.

В нашем случае **ES = +12 мкм = +0,012 мм.**

Определим основное отклонение вала. В табл. прил. 4 находим букву **h**. Смотрим, что написано в строчке над ней, в данном случае **верхнее отклонение es**, затем смотрим на число, которое находится на пересечении столбца и необходимого интервала размеров.

Определили, что **es = 0.**

Определим второе отклонение отверстия. Так как нам известен допуск отверстия и основное отклонение, то из формулы (1) найдем второе отклонение отверстия:

$$EI = ES - IT8 = +12 - 33 = -21 \text{ мкм} = -0{,}021 \text{ мм}.$$

Исполнительный размер отверстия $30J8(^{+0,012}_{-0,021})$ мм.

Так же из формулы (2) найдем второе отклонение вала:

$$ei = es - IT7 = 0 - 21 = -21 \text{ мкм} = -0{,}021 \text{ мм}.$$

Исполнительный размер вала $\varnothing 30h7(_{-0,021})$ мм.

Определим наибольший и наименьший размер отверстия и вала.

Определим наибольший предельный размер отверстия по формуле (2):

$$D_{max} = D + ES = 30 + 0{,}012 = 30{,}012 \text{ мм}.$$

Определим наименьший предельный размер отверстия по формуле (3):

$$D_{min} = D + EI = 30 + (-0{,}021) = 29{,}979 \text{ мм}.$$

Определим наибольший предельный размер вала по формуле (4):

$$d_{max} = d + es = 30 + 0 = 30 \text{ мм}.$$

Определим наименьший предельный размер вала по формуле (5):

$$d_{min} = d + ei = 30 + (-0{,}021) = 29{,}979 \text{ мм}.$$

Определим характер посадки.

Разность между охватывающим (отверстием) и охватываемым (валом) размерами определяет **характер соединения, или посадку**, т.е. большую или меньшую свободу их относительного перемещения или прочность их неподвижного соединения.

В зависимости от размеров сопрягаемых деталей в соединении может возникнуть **зазор** или **натяг**. Если размер отверстия больше размеров вала, то появляется **зазор S** – положительная разность между размерами отверстия и вала.

Если размер отверстия до сборки меньше размеров вала, то их разность будет отрицательной, т.е. имеет место **натяг N.**

Если в соединении по расчетам присутствует и зазор и натяг, то такое соединение считается **переходным**, т.е. в ходе эксплуатации (износа) посадка с натягом переходит в посадку с зазором.

Наибольший зазор (наименьший натяг) определим по формуле (7):

$$S_{max} = N_{min} = D_{max} - d_{min} = ES - ei;$$

$$S_{max} = N_{min} = 30{,}012 - 29{,}979 = 0{,}033 \text{ мм}.$$

Наименьший зазор (наибольший натяг) определим по формуле (6):

$$S_{min} = N_{max} = D_{min} - d_{max} = EI - es;$$

$$S_{min} = N_{max} = 29{,}979 - 30 = -0{,}021 \text{ мм}.$$

Знак «минус» говорит о том, что в данном соединении присутствует натяг, т.е. диаметр вала до сборки больше диаметра отверстия. Знак «плюс» – что присутствует зазор.

Посадка, в которой возможно получение как зазора, так и натяга, называется **переходной.**

$$N_{max} = 0{,}021 \text{ мм} = 21 \text{ мкм};$$

$$S_{max} = 0{,}033 \text{ мм} = 33 \text{ мкм}.$$

Допуск на посадку определим по формуле

$$TN = N_{max} - N_{min} = 21 - 33 = 54 \text{ мкм}.$$

Проверка осуществляется по формуле

$$TN = IT8 + IT7 = 33 + 21 = 54 \text{ мкм.}$$

Строим схемы полей допусков (СПД) отверстия и вала. На схемах указываем величины предельных отклонений размеров, допуски, а также наибольший, наименьший и средний зазоры и натяги. Схемы полей допусков представлены на рис. 7.

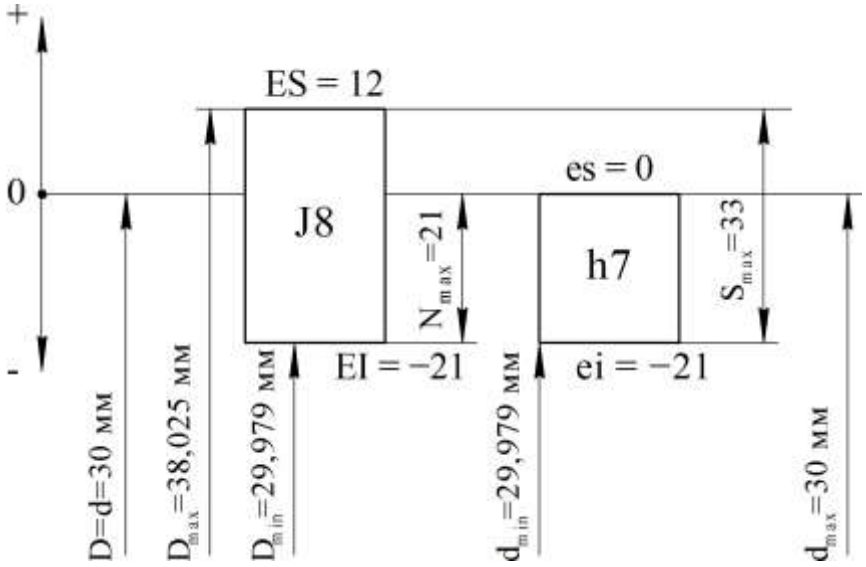


Рис. 7. Схема полей допусков соединения $\varnothing 30 \frac{J8\ ^{+0,012}_{-0,021}}{h7\ _{-0,021}}$

Определим вероятность получения зазора и натяга в данном соединении.

Трудоемкость сборки и разборки соединений с переходными посадками, а также характер этих посадок определяются вероятностью получения в них зазоров и натягов.

При расчете вероятности зазоров и натягов обычно считают, что рассеяние размеров деталей, а также зазоров и натягов подчиняется закону нормального распределения (рис. 8). Допуск размера принимается равным полю рассеяния, т.е. IT = 6·σ, а вероятности получения зазоров и натягов определяются с помощью интегральной функции вероятности $\Phi(z)$.

Определяем средний зазор (натяг) по формулам:

$$N_{ср} = \frac{N_{max} - S_{max}}{2} = \frac{21 - 33}{2} = -6 \text{ мкм.} \qquad (11)$$

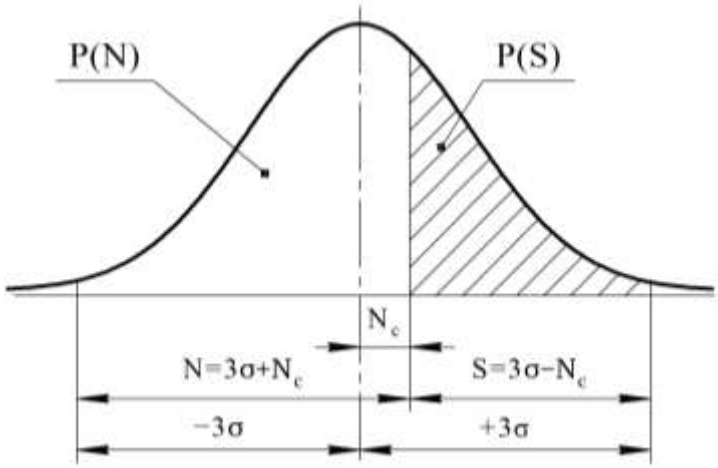


Рис. 8. Интегральная функция распределения вероятности Φ(z)

При средних значениях размеров отверстия и вала в соединении получается $N_{ср} = -6$ мкм.

Определяем среднее квадратическое отклонение натяга по формуле

$$\sigma = \frac{1}{6}\sqrt{IT_D^2 + IT_d^2} = \frac{1}{6}\sqrt{33^2 + 21^2} = 6{,}5 \text{ мкм.} \quad (12)$$

Рассчитываем предел интегрирования по формуле

$$z = \frac{N_{ср}}{\sigma} = \frac{-6}{6{,}5} = -0{,}92. \quad (13)$$

Пользуясь таблицей значений интегралов функции Φ(z) (прил. 6) находим

$$\Phi(0{,}92) = 0{,}3212.$$

По формулам (14)–(17) определяем вероятность получения натягов и зазоров в соединении, в зависимости от z.

Вероятность натяга:

$$P'_N = 0{,}5 + \Phi(z), \text{ если } z > 0; \quad (14)$$

$$P'_N = 0{,}5 - \Phi(z), \text{ если } z < 0. \quad (15)$$

Вероятность зазора:

$$P'_S = 0{,}5 - \Phi(z), \text{ если } z > 0; \quad (16)$$

$$P'_S = 0{,}5 + \Phi(z), \text{ если } z < 0. \quad (17)$$

Так как в нашем случае $z < 0$, получаем следующие данные:
Вероятность натяга:

$$P'_N = 0,5 - 0,3212 = 0,1788.$$

Вероятность получения зазоров (заштрихованная площадь под кривой распределения на рис. 9) определяем по формуле:

$$P'_S = 0,5 + 0,3212 = 0,8212.$$

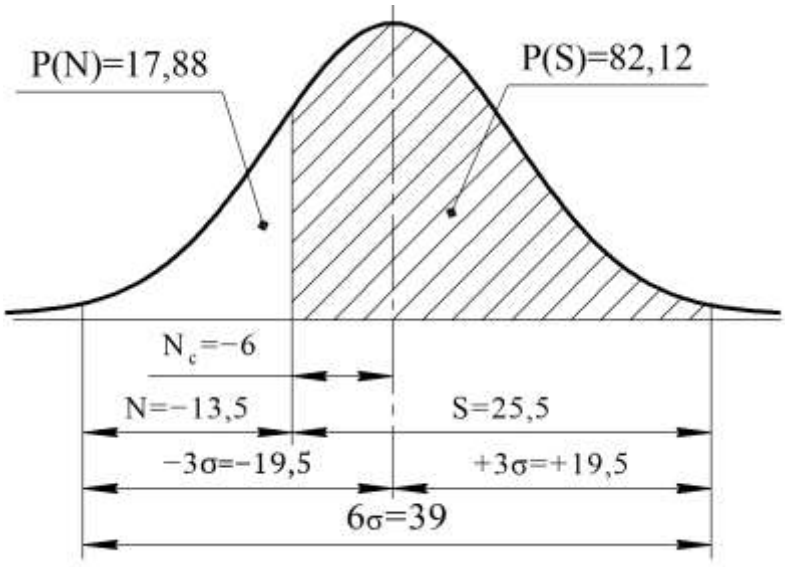


Рис. 9. Интегральная функция распределения вероятности соединения $\varnothing 30 \frac{J8}{h7}$

Вероятный натяг (см. рис. 8) определяется по формуле

$$N = 3\sigma + N_{cp} = 3 \cdot 6,5 + (-6) = 13,5 \text{ мкм.} \quad (18)$$

Вероятный зазор (см. рис. 8) определяется по формуле

$$S = 3\sigma - N_{cp} = 3 \cdot 6,5 - (-6) = 25,5 \text{ мкм.} \quad (19)$$

Находим процент соединений с натягом и с зазором по формулам:

$$P_N = P'_N 100 = 0,1788 \cdot 100 = 17,88\ \%; \quad (20)$$

$$P_S = P'_S 100 = 0,8212 \cdot 100 = 82,12\ \%. \quad (21)$$

Простановка размеров на чертеже.

Предельные отклонения линейных размеров указывают на чертежах условными (буквенными) обозначениями полей допусков или числовыми значениями предельных отклонений, а так же комбинированным (смешанным) способом: сначала условная форма, а затем в скобочках числовая.

1. **Условная**: сопряжение $\varnothing 30\frac{J8}{h7}$; отверстие $\varnothing 30J8$; вал $\varnothing 30h7$.

2. **Числовая**: сопряжение $\varnothing 30\frac{^{+0,012}_{-0,021}}{_{-0,021}}$; отверстие $\varnothing 30^{+0,012}_{-0,021}$; вал $\varnothing 30_{-0,021}$.

3. **Смешанная**: сопряжение $\varnothing 30\frac{J8\ ^{+0,012}_{-0,021}}{h7\ _{-0,021}}$; отверстие $\varnothing 30J8\ ^{+0,012}_{-0,021}$; вал $\varnothing 30h7\ _{-0,021}$.

Эскизы деталей с простановкой размеров на рис. 10.

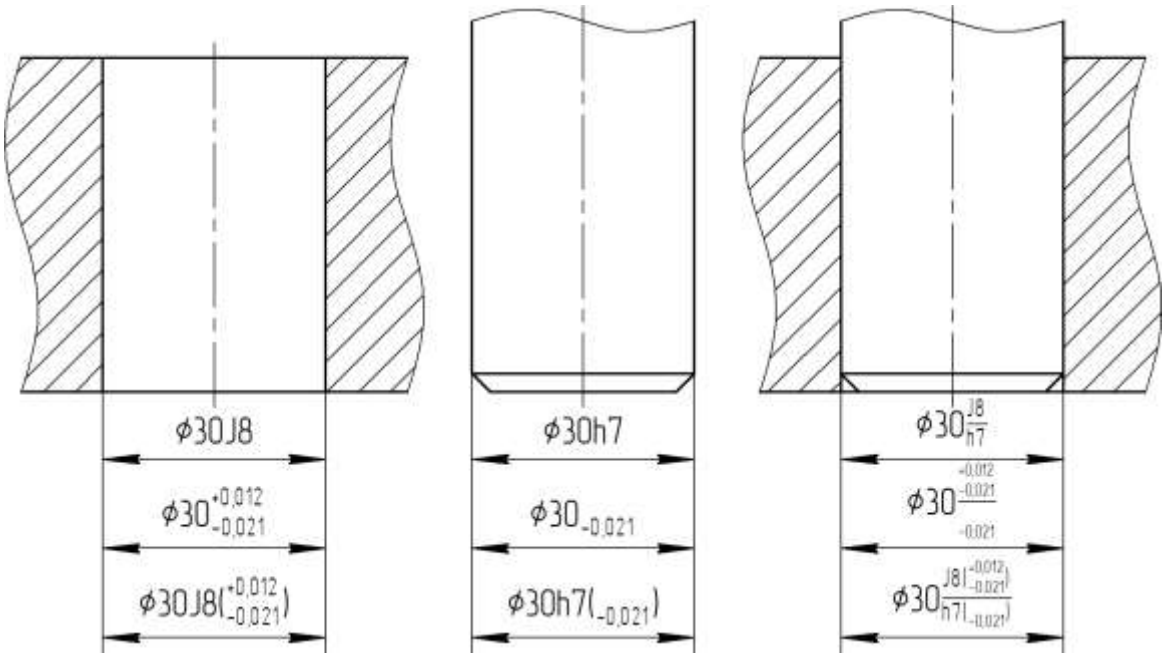


Рис. 10. Простановка исполнительных размеров тремя способами на эскизах вала, отверстия и соединения

2.2. Расчет и выбор посадок для подшипниковых узлов

2.2.1. Основные сведения о подшипниках качения

По виду трения различают подшипники качения и подшипники скольжения. Классификацию и маркировку подшипников качения устанавливает ГОСТ 3325-85 [7]. На рис. 11 изображены основные типы подшипников

качения. Подшипники состоят из внутренних колец, внешних колец, тел качения и сепараторов.

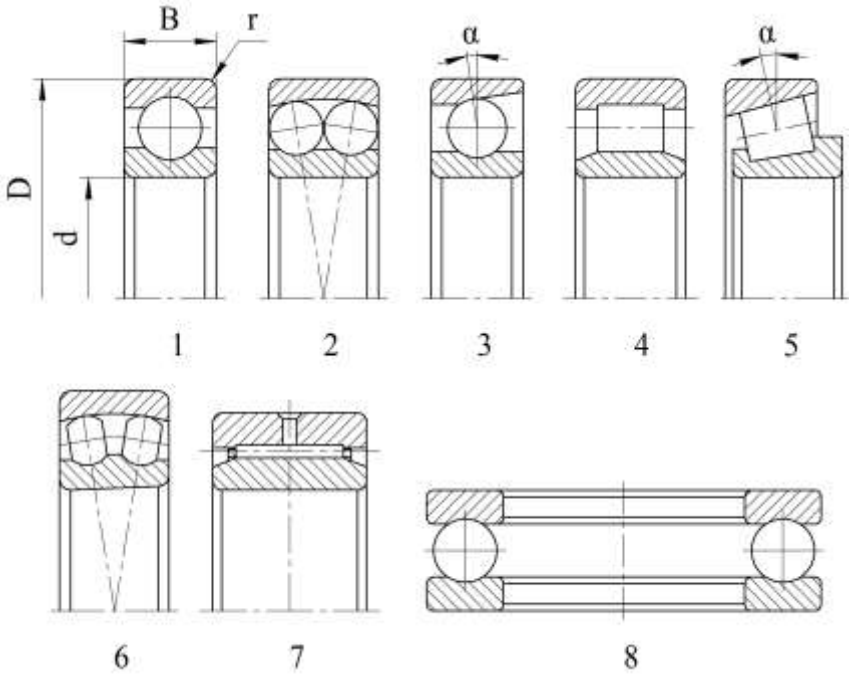


Рис. 11. Подшипники качения: *1* – радиальный шариковый; *2* – самоустанавливающийся шариковый; *3* – радиально-упорный шариковый; *4* – радиальный роликовый; *5* – радиально-упорный роликовый; *6* – самоустанавливающийся роликовый; *7* – игольчатый; *8* – упорный шариковый

Маркировка на торце колец подшипников качения отражает их основные параметры и конструктивные особенности.

Первые две цифры справа в маркировке обозначают внутренний диаметр подшипника. При внутреннем диаметре от 20 до 495 мм это двухзначное число следует умножить на 5 для получения фактического размера в миллиметрах.

Третья и седьмая цифры справа в маркировке обозначает серию подшипника по диаметру и ширине: 1 – особо легкая; 2 – легкая; 3 – средняя; 4 – тяжелая; 5 – легкая широкая; 6 – средняя широкая.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника: 0– радиальный шариковый однорядный; 1 – радиальный шариковый двухрядный сферический; 2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 – радиальный двухрядный сферический с бочкообразными роликами; 4 – игольчатый; 5 – радиальный с витыми роликами; 6 – радиально-упорный шариковый; 7 – радиально-упорный роликовый конический; 8 – упорный шариковый; 9 – упорный роликовый.

Пятая и шестая цифры справа характеризуют конструктивные особенности подшипника.

По ГОСТ 520-2011 [5] установлены девять классов точности, обозначаемых в порядке ее возрастания: 8, 7, 0, 6X, 6, 5, 4, Т, 2. Классы точности 8 и 7 изготавливаются по заказу потребителя (рис. 12).

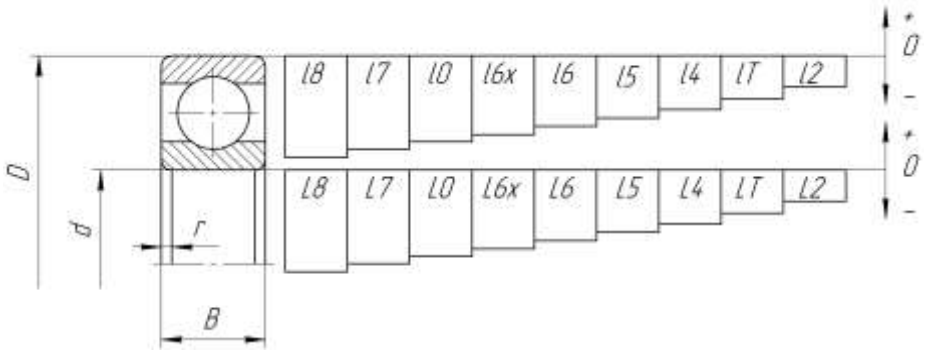


Рис. 12. Классы точности подшипников

ГОСТ 3325-85 [7] устанавливает поля допусков, посадки, требования по шероховатости и отклонениям формы и расположения посадочных поверхностей под подшипники и опорных торцовых поверхностей, значения допустимых углов перекоса колец, требования к посадкам и рекомендации по монтажу подшипников качения.

Посадки с учетом конкретных условий работы подшипниковых узлов в машинах, механизмах и приборах назначают конструктором.

При назначении полей допусков на вал и отверстие корпуса соответственно под внутреннее и наружное кольца подшипника качения необходимо учитывать следующее: вращается кольцо вместе с валом или корпусом, или оно неподвижно; величину, направление и характер действующих на подшипник нагрузок; режим работы; тип и размеры подшипника.

Выбор посадок колец подшипников определяется характером нагружения, зависящем от того, вращается или не вращается данное кольцо относительно нагрузки. Под последней понимается результирующая всех радиальных нагрузок.

Различают три вида нагружения колец: местное, циркуляционное, колебательное.

2.2.2. Пример решения задач по теме «Расчет и выбор посадок для подшипниковых узлов»

Условие задачи

Выбрать посадку циркуляционно нагруженного внутреннего кольца подшипника 6-206 на вращающийся сплошной вал. Расчетная радиальная

реакция в опоре F_r = 5800 Н, нагрузка умеренная с малой вибрацией, перегрузка 300 %. Осевой нагрузки нет.

Ход решения

2.2.2.1. Выбор посадки для соединения внутреннего кольца подшипника с валом.

Из ГОСТ 8338-75 [8] выписываем основные размеры подшипника 206: d = 30 мм; D = 62 мм; B = 16 мм; r = 2 мм.

Определяем интенсивность нагрузки по формуле

$$P_r = \frac{F_r}{b} K_1 K_2 K_3, \qquad (22)$$

где F_r – радиальная реакция опоры на подшипник, Н; b – рабочая ширина посадочного места, м; (b = B – 2r); B – ширина подшипника; r – радиус закругления или ширина фаски кольца подшипника; K_1 – динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки; K_2 – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале, или тонкостенном корпусе; K_3 – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки R между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки A на опору.

Из условия задачи известно, что: F_r = 5800 Н; B = 16 мм; r = 2 мм.

Найдем рабочую ширину посадочного места b = 16 – 2 · 2 = 16 – 4 = = 12 мм.

По табл. 2 определим, что при перегрузке 300 % K_1 = 1,8.

K_2 = 1,0; Так как по условию – вал сплошной.

K_3 = 1,0; Так как подшипник однорядный шариковый.

Таблица 2

Динамический коэффициент посадки

Характер нагрузки	K_1
Нагрузка с умеренными толчками и вибрацией. Перегрузка 150 %	1,0
Нагрузка с сильными ударами и вибрацией. Перегрузка 300 %	1,8

Тогда интенсивность нагрузки будет равна:

$$P_r = \frac{5800}{12} 1{,}8 \cdot 1 \cdot 1 = 870 \text{ Н/мм.}$$

По табл. 3 при d = 30 мм и P_r = 870 Н/мм можно выбрать поле допуска вала k5 или k6. Выбираем поле допуска вала **k6.**

Таблица 3

Допускаемые интенсивности нагрузок на посадочных поверхностях валов и отверстиях корпусов

Диаметр d отверстия внутреннего кольца, мм		Допускаемые значения P_r, Н/мм			
		Поля допусков для валов			
Свыше	До	j_s5 или j_s6	k5 или k6	m5 или m6	n5 или n6
18	80	До 300	300…1350	1350…1600	1600…3000
80	180	До 550	550…2000	2000…2500	2500…4000
180	360	До 700	700…3000	3000…3500	3500…6000
360	630	До 900	900…3400	3400…4500	4500…8000

По ГОСТ 25346-2013 [4] (прил. 3 и 4) находим значения предельных отклонений для вала 30k6: ei = +2 мкм = +0,002 мм; IT6 = 13 мкм = 0,013 мм, тогда es = +0,002 + 0,013 = +0,015 мм. Тогда исполнительный размер вала в смешанной форме запишется как: $\varnothing 30k6\ ^{+0,015}_{+0,002}$.

По ГОСТ 3325-85 [7] (табл. 4) находим предельные отклонения для внутреннего кольца подшипника номинальным размером 30 мм 6-го класса точности 30L6: ES = 0; EI = − 8 мкм = −0,008 мм. Тогда исполнительный размер отверстия внутреннего кольца подшипника в смешанной форме запишется как: $\varnothing 30L6\ _{-0,008}$.

Таблица 4

Предельные отклонения диаметров колец шариковых или роликовых подшипников (по ГОСТ 3325–85)

Номинальные размеры d_m, мм		Классы точности							
		0		6		5		4	
		Предельные отклонения среднего диаметра d_m внутреннего кольца, мкм							
Свыше	До	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
10	18	0	–8	0	–7	0	–5	0	–4
18	30	0	–10	0	–8	0	–6	0	–5
30	50	0	–12	0	–10	0	–8	0	–6
50	80	0	–15	0	–12	0	–9	0	–7
80	120	0	–20	0	–15	0	–10	0	–8
120	180	0	–25	0	–18	0	–13	0	–10
180	250	0	–30	0	–22	0	–15	0	–12
250	315	0	–35	0	–25	0	–	–	–

В итоге запишем исполнительный размер соединения внутреннего кольца подшипника с валом в смешанной форме $\varnothing 30\frac{L6\ ^{-0,008}}{k6\ ^{+0,015}_{+0,002}}$. Построим схему полей допусков соединения внутреннего кольца подшипника с валом (рис. 13).

Определим наибольший и наименьший размер отверстия и вала.

Определим наибольший предельный размер отверстия по формуле (5):

$$D_{max} = 30 + 0 = 30{,}000 \text{ мм}.$$

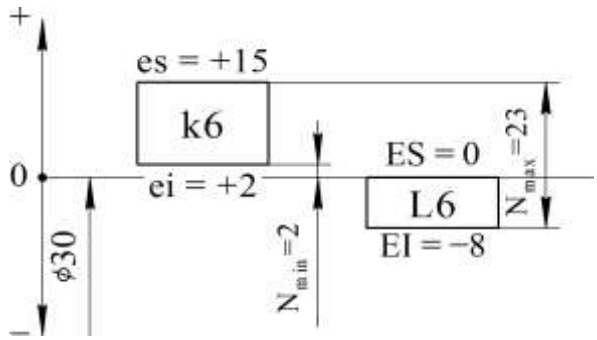


Рис. 13. Схема полей допусков для соединения внутреннего кольца подшипника с валом $\varnothing 30\frac{L6\ ^{-0,008}}{k6\ ^{+0,015}_{+0,002}}$

Определим наименьший предельный размер отверстия по формуле (6):

$$D_{min} = 30 + (-0{,}008) = 29{,}992 \text{ мм}.$$

Определим наибольший предельный размер вала по формуле (7):

$$d_{max} = 30 + (+0{,}015) = 30{,}015 \text{ мм}.$$

Определим наименьший предельный размер вала по формуле (8):

$$d_{min} = 30 + (+0{,}002) = 30{,}002 \text{ мм}.$$

Определим характер посадки.

Наибольший зазор (наименьший натяг) определим по формуле (9):

$$S_{max} = N_{min} =$$

$$= 30{,}000 - 30{,}002 = -0{,}002 \text{ мм}.$$

Наименьший зазор (наибольший натяг) определим по формуле (10):

$$S_{min} = N_{max} = 29{,}992 - 30{,}015 = -0{,}023 \text{ мм}.$$

Знак «минус» говорит о том, что в данном соединении присутствует натяг, т.е. диаметр вала до сборки больше диаметра отверстия в подшипнике.

$$N_{max} = 0{,}023 \text{ мм} = 23 \text{ мкм}.$$

$$N_{min} = 0{,}002 \text{ мм} = 2 \text{ мкм}.$$

В соединении $\varnothing 30\frac{L6\ ^{-0,008}}{k6\ ^{+0,002}_{+0,015}}$ посадка с гарантированным натягом (неподвижная).

Проверяем прочность внутреннего кольца подшипника на разрыв по формуле

$$[N]=\frac{11,4\cdot k\cdot d[\sigma_p]}{(2k-2)10^3}, \tag{23}$$

где k – коэффициент, зависящий от серии подшипника; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение, МПа.

Для 206 подшипника легкой серии k = 2,8; диаметр внутреннего кольца подшипника d = 30 мм; для подшипниковой стали $[\sigma_p] \approx 400$ МПа.

$$N=\frac{11,4\cdot 2,8\cdot 30\cdot 400}{(2\cdot 2,8-2)10^3}=\frac{383040}{3,6\cdot 10^3}=106,4 \text{ мкм}.$$

Запас прочности определяется по условию: $[N] > N_{max}$. Так как [N] = 106,4 мкм; N_{max} = 23 мкм, то условие выполняется и запас прочности более чем достаточный.

Проверяем наличие радиального посадочного зазора.

Определяем приведенный наружный диаметр внутреннего кольца по формуле

$$d_0=d+\frac{D-d}{4}, \tag{24}$$

где d – внутренний диаметр подшипника, мм; D – наружный диаметр подшипника, мм.

Из ГОСТ 8338-75 [8] выписываем основные размеры подшипника 206: d = 30 мм; D = 62 мм.

$$d_0=30+\frac{62-30}{4}=38 \text{ мм}.$$

Наибольшую диаметральную деформацию беговой дорожки кольца определяем по формуле

$$\Delta d=N_{эф}\frac{d}{d_0}, \tag{25}$$

где $N_{эф}$ – эффективный натяг, мкм; $N_{эф} = 0,85\cdot N_{max}$ (N_{max} – измеренный натяг выбранной посадки); d_0 – приведенные диаметры внутреннего кольца, мм.

Для 206 подшипника N_{max} = 23 мкм; d = 30 мм; d_0 = 38 мм. Тогда:

$$\Delta d = 0,85 \cdot 23 \frac{30}{38} = 15,4 \text{ мкм.}$$

По табл. 5 находим начальные зазоры:

$$S_{н.max} = 24 \text{ мкм}; \; S_{н.min} = 10 \text{ мкм};$$

тогда $S_{н.m} = (S_{н.max} + S_{н.min}) / 2 = 17$ мкм.

По формуле определим радиальный посадочный зазор.

$$S_n = S_{н.m} - \Delta d, \qquad (26)$$

где $S_{н.m}$ – начальный средний зазор ($S_{н.m}$ = 17 мкм); Δd – диаметральная деформация беговой дорожки кольца после посадки его на сопрягаемую деталь (Δd = 15,4 мкм).

$$S_n = 17 - 15,4 = 1,6 \text{ мкм.}$$

Примечание – Знак «плюс» говорит о том, что между телами качения имеется зазор. Если в формуле получился знак «минус», это говорит о натяге. Натяг в данном случае не допустим, так как приведет к заклиниванию подшипника и прочим проблемам. В этом случае необходимо поменять поле допуска.

Таблица 5

Начальные радиальные зазоры в подшипниках качения

Допускаемые предельные начальные зазоры $S_н$, мкм				Допускаемые предельные начальные зазоры $S_н$, мкм			
Радиальных однорядных шариковых				Радиальных однорядных шариковых			
Внутренний диаметр d подшипника, мм		Зазор		Внутренний диаметр d подшипника, мм		Зазор	
свыше	до	$S_{н\ min}$	$S_{н\ max}$	свыше	до	$S_{н\ min}$	$S_{н\ max}$
10	18	8	24	80	100	16	40
18	24	10	24	100	120	20	46
24	30	10	24	120	140	23	53
30	40	12	26	140	160	23	58
40	50	12	29	160	180	24	65
50	65	13	33	180	200	25	72
65	80	14	34				

Окончательно выбираем посадку для соединения внутреннего кольца подшипника с валом $\varnothing 30 \frac{L6\ ^{-0,008}}{k6\ ^{+0,015}_{+0,002}}$ (см. рис. 13).

2.2.2.2. Выбор посадки для соединения наружного кольца подшипника и корпуса редуктора.

При выборе посадки наружного кольца в корпус редуктора следует пользоваться рекомендациями табл. 6. При назначении посадок следует предусматривать условия для облегчения монтажа и демонтажа с отсутствием возможности повреждения деталей подшипникового узла.

Таблица 6

Примеры выбора полей допусков отверстия в корпусе для установки наружного кольца

Условия выбора посадок		Поля допусков	Примеры применения
Вид нагружения	Режим работы		
Вращается корпус			
Циркуляционное	Тяжелый	P7	Передние и задние колеса автомобилей и тракторов
	Нормальный	M7; K7	Ролики ленточных транспортеров, натяжные ролики, сельскохозяйственные машины
	Нормальный или тяжелый	N7; M6; K6	Ролики рольгангов, ходовые колеса мостовых кранов
Вращается вал			
Местное	Нормальный	J_s6; J_s7	Вентиляторы, центрифуги, подшипники шпинделей металлорежущих станков
	Нормальный или тяжелый	M7; K7; J_s7	Конические роликоподшипники коробок передач, задних мостов автомобилей и тракторов
		H7	Большинство подшипников общего назначения машиностроения, редукторы, железнодорожные и трамвайные буксы
Местное или колебательное		K6; J_s6	Подшипники шпинделей шлифовальных станков, коренные подшипники коленчатых валов двигателей
	Легкий или нормальный	K7; J_s7	Трансмиссионные валы и узлы, не требующие точного вращения, сельскохозяйственные машины

Выбираем посадку наружного кольца подшипника в корпус в зависимости:

- от вращения вала или корпуса (вращается вал),
- вида нагружения кольца (местное),
- режима работы (нормальный);
- области применения (большинство подшипников общего назначения машиностроения, редукторы).

Выбираем поле допуска отверстия в корпусе H7.

Из ГОСТ 8338-75 [8] наружный размер 206 подшипника D = 62 мм.

Тогда исполнительный размер отверстия в корпусе запишется как: ∅62H7.

По ГОСТ 25346-2013 [4] (прил. 3 и 4) находим значения предельных отклонений для отверстия в корпусе ∅62H7: EI = 0; IT6 = 30 мкм = = 0,030 мм, тогда ES = 0 + 0,030 = +0,030 мм. Исполнительный размер отверстия в корпусе в смешанной форме запишется как: $\varnothing 62\text{H7}\left(^{+0,030}\right)$.

Предельные отклонения для наружного кольца подшипника номинальным размером 62 мм 6-го класса точности ∅62*l*6 находим по ГОСТ 3325-85 [7] (табл. 7): es = 0; ei = −11 мкм = −0,011 мм. Тогда исполнительный размер наружного кольца подшипника в смешанной форме запишется как: ∅62*l*6($_{-0,011}$).

Таблица 7

Предельные отклонения диаметров колец шариковых или роликовых подшипников (по ГОСТ 3325–85)

Номинальные размеры D_m, мм		Классы точности							
		0		6		5		4	
		Предельные отклонения среднего диаметра D_m наружного кольца, мкм							
Свыше	До	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
18	30	0	–9	0	–8	0	–6	0	–5
30	50	0	–11	0	–9	0	–7	0	–6
50	80	0	–13	0	–11	0	–9	0	–7
80	120	0	–15	0	–13	0	–10	0	–8
120	150	0	–18	0	–15	0	–11	0	–9
150	180	0	–25	0	–18	0	–13	0	–10
180	250	0	–30	0	–20	0	–15	0	–11
250	315	0	–35	0	–22	0	–18	0	–13

Предельные значения размера отверстия в корпусе и кольца подшипника ∅62H7($^{+0,030}$); ∅62*l*6($_{-0,011}$). Получаем посадку с зазором S_{max} = 0,041 мм; S_{min} = 0 мм.

В рассмотренном примере посадка:

- внутреннего кольца подшипника на вал – $30\dfrac{\text{L6}}{\text{k6}}\dfrac{^{-0,008}}{^{+0,015}_{+0,002}}$;
- наружного кольца в корпус – $62\dfrac{\text{H7}\ ^{+0,030}}{l6\ _{-0,011}}$.

Обозначения посадок подшипника на вал и в корпус приведены на рис. 15.

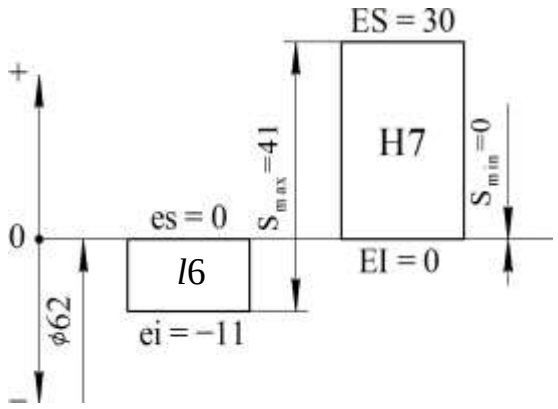


Рис. 14. Схема полей допусков для соединения наружного кольца подшипника и корпуса редуктора $\varnothing 62\frac{H7^{+0,030}}{l6_{-0,011}}$

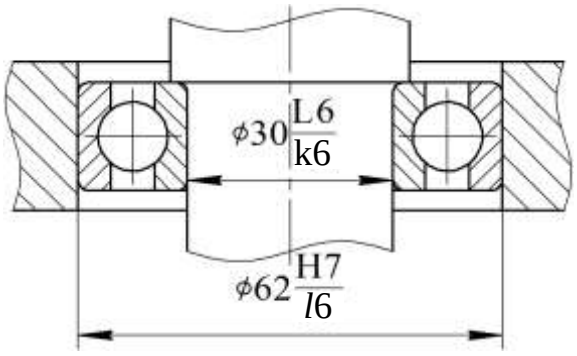


Рис. 15. Подшипниковый узел в сборе (фрагмент)

ГОСТ 3325-85 рекомендует указывать в обозначении посадок поля допусков на посадочные диаметры колец подшипников и поля допусков на размеры сопрягаемых деталей. А так же разрешает указывать поля допусков на размеры только сопрягаемых деталей.

Эскизы деталей подшипникового узла с простановкой размеров и схемы полей допусков соединений внутреннего кольца подшипника на вал и наружного кольца в корпус приведены в прил. 7.

2.3. Расчет исполнительных гладких калибров

2.3.1. Калибры для контроля гладких исполнительных размеров

При изготовлении деталей их действительные размеры оказываются иногда вне поля допуска. Годность их устанавливают измерением или контролем.

Измерить – значит определить действительный размер с заданной точностью в линейных единицах с помощью измерительных средств.

Проконтролировать – значит установить факт годности или негодности проверяемого размера, без определения его действительного размера.

Методы контроля разделяют на активные и пассивные:

– при активном методе контролируют ход технологического процесса;

– при пассивном методе контроля констатируется годность детали.

Годность деталей с допуском от IT6 до IT17, особенно при массовом и крупносерийном производствах, наиболее часто проверяют предельными калибрами. Этими калибрами проверяют размеры гладких цилиндриче-

ских, конусных, резьбовых и шлицевых деталей, глубин и высот выступов, а также расположение поверхностей и другие параметры. Комплект рабочих предельных калибров для контроля размеров гладких цилиндрических деталей состоит из **проходного калибра ПР** (им контролируют предельный размер, соответствующий максимуму материала проверяемого объекта, рис. 16) и **непроходного калибра НЕ** (им контролируют предельный размер, соответствующий минимуму материала проверяемого объекта). С помощью *предельных калибров* определяют не числовое значение контролируемых параметров, а *годность детали*, т.е., выясняют, выходит ли контролируемый параметр за нижний или верхний предел, или находится между двумя допустимыми пределами.

Деталь считают годной, если проходной калибр (проходная сторона калибра) под действием собственного веса или усилия, примерно равного ему, проходит, а непроходной калибр (непроходной сторона) не проходит по контролируемой поверхности детали. В случае действительный размер детали находится между заданными предельными размерами. Если проходной калибр не проходит, деталь является исправимым браком; если непроходной калибр проходит, деталь является неисправимым браком, так как размер такого вала меньше наименьшего допускаемого предельного размера детали, а размер такого отверстия – больше наибольшего допускаемого предельного размера.

Отверстия контролируются **калибрами – пробками**. Для контроля валов – **калибр – скоба** (рис. 16).

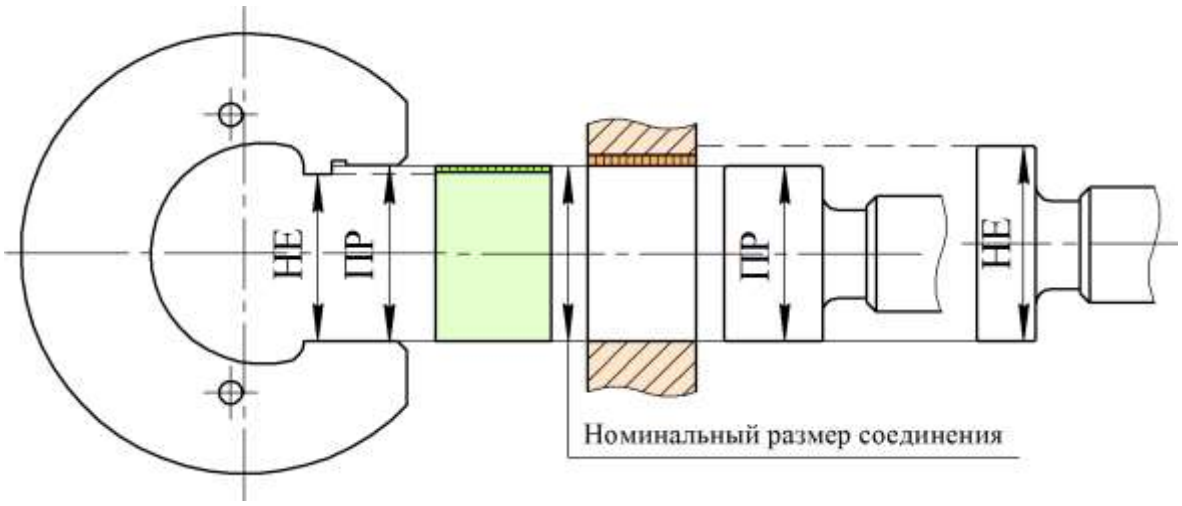


Рис. 16. Схема для выбора номинальных размеров предельных гладких калибров

Калибрами называются бесшкальные инструменты, предназначенные для контроля размеров, формы и расположения поверхности контролируемой детали. Калибры бывают предельными и нормальными.

Предельные калибры позволяют установить, находится ли контролируемый размер в пределах допуска.

Нормальными калибрами называют точные шаблоны, которые служат для контроля сложных профилей.

По назначению различают рабочие, приемные и контрольные калибры.

Рабочие калибры (проходной Р-ПР и непроходной Р-НЕ) предназначены для контроля деталей в процессе их изготовления.

Приемные калибры (проходной П-ПР и непроходной П-НЕ) применяют для приемки деталей представителями заказчика. Как правило, приемными калибрами служат изношенные Р-ПР и новые Р-НЕ.

Контрольные калибры (К-И) служат для контроля износа проходных рабочих калибров – скоб.

Допуски и отклонения калибров принимают по стандарту ГОСТ 24853-2013.

2.3.2. Пример решения задач по теме «Расчет гладких калибров»

Условие задачи

Обеспечить контроль ОНВ деталей соединения узла редуктора гладкими предельными калибрами. В зависимости от варианта (табл. 1 строка 13) рассчитать исполнительные размеры гладких рабочих калибров для контроля размеров деталей соединения 4/2 или 3/2.

Определить допуски и отклонения калибра-пробки и калибра – скобы по ГОСТ 24853-2013.

Построить СПД и выполнить эскизы калибров с указанием исполнительных размеров.

Ход решения

Значения допусков для заданного сопряжения 4/2 , т.е. соединения вала и колеса $38\frac{\text{H7}}{\text{y6}}\left(\frac{^{+0,025}}{^{+0,110}_{+0,094}}\right)$ (см. задачу 2.1.2).

Допуски и отклонения калибров принимают по таблицам стандартов ГОСТ 24853-2013, см. прил. 8. Условные обозначения и построение схем полей допусков приведены на рис. 19 и 21.

H – допуск на изготовление рабочего калибра – пробки, 4 мкм.

H_1 – допуск на изготовление рабочих калибров – скоб, 4 мкм.

H_p – допуск на изготовление контрольных калибров, 1,5 мкм.

z – координата середины поля допуска рабочего проходного калибра – пробки, 3,5 мкм.

z_1 – координата середины поля допуска рабочего проходного калибра – скобы, 3,5 мкм.

y – граница износа рабочего проходного калибра – пробки, 3 мкм.

y1 – граница износа рабочего проходного калибра – скобы, 3 мкм.

2.3.2.1. Расчет калибра-скобы

Предельные размеры для контроля вала, берем согласно варианту для сопряжения 4/2, из пункта 2.1.2 данной работы.

Определим максимальный диаметр вала (7):

$$d_{max} = d + es = 38 + 0{,}110 = 38{,}110 \text{ мм.}$$

Определим минимальный диаметр вала (8):

$$d_{min} = d + ei = 38 + 0{,}094 = 38{,}094 \text{ мм.}$$

Допуски для калибра-скобы используемой при контроле вала $38y6(^{+0{,}110}_{+0{,}094})$, мкм:

$$z_1 = 3{,}5 \text{ мкм}; \; y_1 = 3{,}5 \text{ мкм}; \; н_1 = 3{,}5 \text{ мкм.}$$

Пользуясь схемой (рис. 17) определим наибольший и наименьший предельные размеры проходного калибра – скобы по формулам:

$$\text{Р-ПР}_{max} = d_{max} - z_1 + H_1/2 =$$

$$= 38{,}11 - 0{,}0035 + 0{,}004/2 = 38{,}1085 \text{ мм;} \qquad (27)$$

$$\text{Р-ПР}_{min} = d_{max} - z_1 - H_1/2 =$$

$$= 38{,}11 - 0{,}0035 - 0{,}004/2 = 38{,}1045 \text{ мм.} \qquad (28)$$

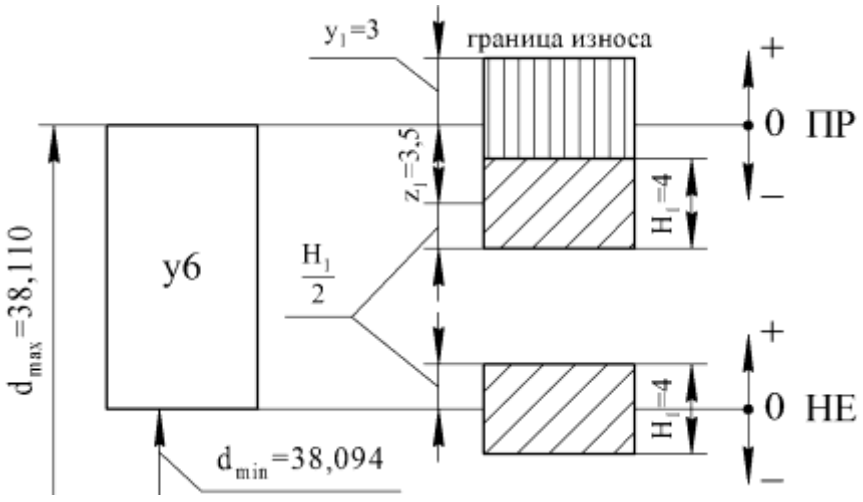


Рис. 17. Схема поля допуска калибра–скобы

Определяем размер предельного изношенного проходного калибра-скобы по формуле

$$Р\text{-}ПР_{изн} = d_{max} + y_1 = 38{,}110 + 0{,}003 = 38{,}113 \text{ мм}. \quad (29)$$

Определим наименьший и наибольший предельные размеры непроходного калибра скобы:

$$Р\text{-}НЕ_{max} = d_{min} + H_1/2 = 38{,}094 + 0{,}002 = 38{,}096 \text{ мм}; \quad (30)$$

$$Р\text{-}НЕ_{min} = d_{min} - H_1/2 = 38{,}094 - 0{,}002 = 38{,}092 \text{ мм}. \quad (31)$$

Определим исполнительные размеры проходного и непроходного калибра скобы:

$$Р\text{-}ПР_{исп} = (Р\text{-}ПР_{min})^{+H}{}_1 = 38{,}1045^{+0{,}004} \text{ мм}; \quad (32)$$

$$Р\text{-}НЕ_{исп} = (Р\text{-}НЕ_{min})^{+H}{}_1 = 38{,}092^{+0{,}004} \text{ мм}. \quad (33)$$

Исполнительные размеры указываем на эскизе калибра-скобы (рис. 18).

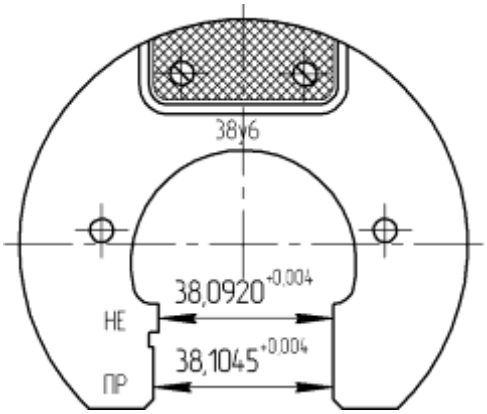


Рис. 18. Эскиз калибра-скобы

2.3.2.2. Расчет калибра-пробки

Предельные размеры контролируемого отверстия берем из пункта 2.1.2 данной работы.

Определим максимальный диаметр отверстия по формуле (5):

$$D_{max} = D + ES = 38 + 0{,}025 = 38{,}025 \text{ мм}.$$

Определим минимальный диаметр отверстия по формуле (6):

$$D_{min} = D + EI = 38 + 0 = 38 \text{ мм}.$$

Допуски для калибра-пробки для контроля отверстия $38H7(^{+0{,}025})$, мкм:

$$z_1 = 3{,}5 \text{ мкм}; \; y_1 = 3 \text{ мкм}; \; H_1 = 4 \text{ мкм}.$$

Пользуясь схемой (рис. 19) определим наибольший и наименьший предельные размеры проходного калибра – пробки:

$$Р\text{-}ПР_{max} = D_{min} + z + H/2 = 38 + 0{,}0035 + 0{,}004/2 = 38{,}0055 \text{ мм}; \quad (34)$$

$$Р\text{-}ПР_{min} = D_{min} + z - H/2 = 38 + 0{,}0035 - 0{,}004/2 = 38{,}0015 \text{ мм}. \quad (35)$$

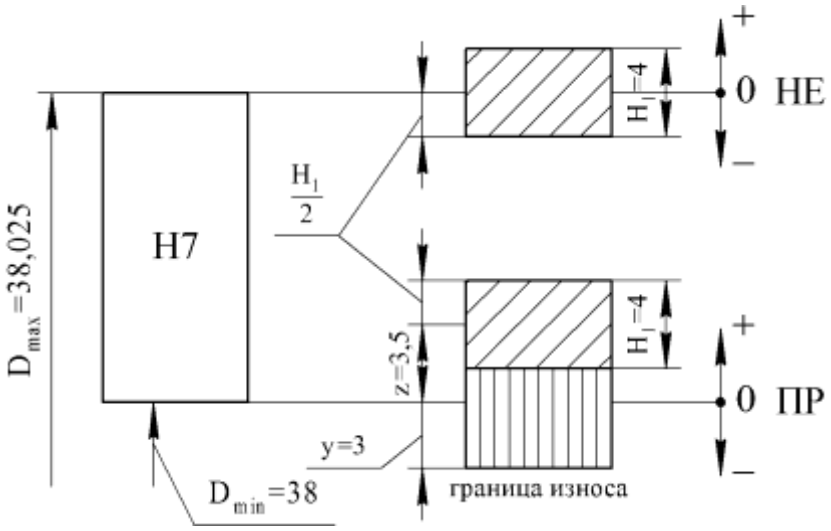


Рис. 19. Схема поля допуска калибра – пробки

Определяем размер предельного изношенного проходного калибра-пробки:

$$Р\text{-}ПР_{изн} = D_{min}\text{-}y = 38 - 0{,}003 = 37{,}993 \text{ мм}. \quad (36)$$

Определим наименьший и наибольший предельные размеры непроходного калибра пробки:

$$Р\text{-}НЕ_{max} = D_{max} + H/2 = 38{,}025 + 0{,}002 = 38{,}023 \text{ мм}; \quad (37)$$

$$Р\text{-}НЕ_{min} = D_{max} - H/2 = 38{,}025 - 0{,}002 = 38{,}027 \text{ мм}. \quad (38)$$

Определим исполнительные размеры проходного и непроходного калибра пробки:

$$Р\text{-}ПР_{исп} = (Р\text{-}ПР_{max})_{-H} = 38{,}0055_{-0{,}004} \text{ мм}; \quad (39)$$

$$Р\text{-}НЕ_{исп} = (Р\text{-}НЕ_{max})_{-H} = 38{,}023_{-0{,}004} \text{ мм}. \quad (40)$$

Исполнительные размеры указываем на эскизе калибра-пробки, рис. 20.

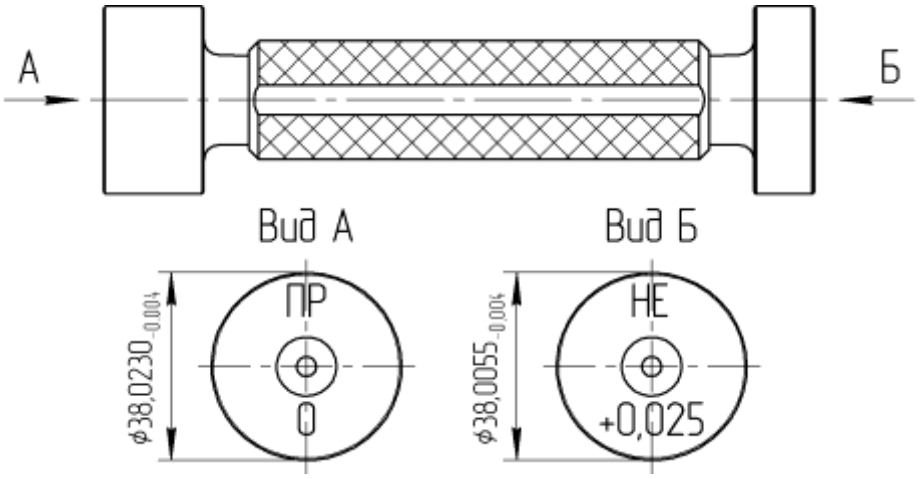


Рис. 20. Эскиз калибра-пробки

2.4. Расчет сборочных размерных цепей транспортных изделий в условиях полной взаимозаменяемости

2.4.1. Основные положения

При конструировании механизмов и машин, проектировании технологических процессов, выборе средств и методов измерений возникает необходимость в проведении размерного анализа, с помощью которого достигается правильное соотношение взаимосвязанных размеров и определяются допустимые ошибки (допуски). Подобные геометрические расчеты выполняются с использованием теории размерных цепей.

Размерная цепь – это совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и определяющих взаимное положение поверхностей (или осей) одной или нескольких деталей.

Звеном называется каждый из размеров, образующих размерную цепь. Звеньями размерной цепи могут быть любые линейные или угловые параметры.

Любая размерная цепь имеет одно исходное (замыкающее) звено и два или более составляющих звеньев.

Исходным называется звено, к которому предъявляется основное требование точности, определяющее качество изделия в соответствии с технологическими условиями.

В процессе обработки или при сборке изделия исходное звено получается обычно последним, замыкая размерную цепь. В этом случае такое звено именуется *замыкающим*.

Составляющими называются все остальные звенья размерной цепи.

Составляющие звенья делятся на увеличивающие и уменьшающие.

Увеличивающее – это звено, при увеличении которого (при прочих постоянных) замыкающее звено увеличивается.

Уменьшающее – это звено, при увеличении которого замыкающее звено уменьшается.

Параметры (размеры, допуски, отклонения) увеличивающих и уменьшающих звеньев обозначаются в дальнейшем с индексами соответственно «ув» и «ум».

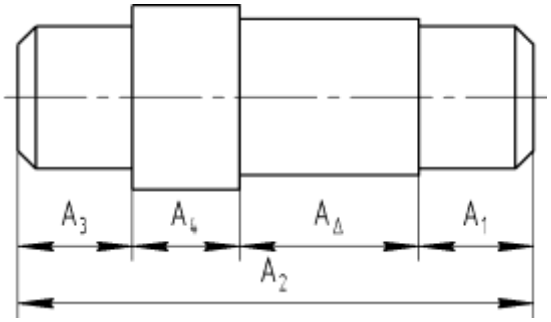


Рис. 21. Схема размерной цепи ступенчатого вала

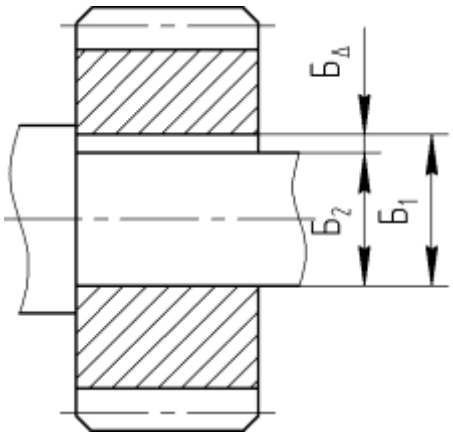


Рис. 22. Схема размерной цепи сборочного узла

Компенсирующее – это составляющее звено размерной цепи, изменением которого достигается требуемая точность замыкающего звена.

Все звенья размерной цепи обозначаются прописными буквами русского или строчными буквами греческого алфавита. Составляющее звено в обозначении имеет индекс, соответствующий порядковому номеру звена, например $А_1$, $А_2$, $А_3$ … ; $Б_1$, $Б_2$, $Б_3$ … .

Замыкающее звено обозначают буквой, принятой для данной размерной цепи, с индексом Δ, например $А_Δ$, $Б_Δ$.

В простых случаях схемы размерных цепей изображаются непосредственно на эскизах деталей или узлов.

В размерных цепях изображенных на рис. 23 и 24 звенья $А_2$ и $Б_1$ – увеличивающие, $А_1$, $А_3$, $А_4$ и $Б_2$ – уменьшающие, $А_Δ$ и $Б_Δ$ – замыкающие.

2.4.2. Методы достижения точности замыкающего звена

Размерные цепи используются для решения прямой и обратной задач, отличающихся последовательностью расчетов.

Прямая задача. По заданным номинальным размерам всех звеньев, допуску (отклонениям) замыкающего звена определить допуски и предельные отклонения составляющих звеньев размерной цепи. Такая задача относится к проектному расчету размерной цепи.

Обратная задача. По установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев определить номи-

нальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена. Такая задача относится к проверочному расчету размерной цепи.

Существуют следующие методы достижения заданной точности замыкающего звена (решения размерных цепей):

1) метод полной взаимозаменяемости;

2) метод неполной взаимозаменяемости (вероятностный метод);

3) метод групповой взаимозаменяемости;

4) метод пригонки;

5) метод регулирования.

Расчеты размерных цепей могут производиться:

а) методом максимума – минимума, при котором учитываются только предельные отклонения звеньев цепи и самые неблагоприятные их сочетания;

б) вероятностным методом, при котором учитываются законы рассеяния размеров и вероятность различных сочетаний отклонений составляющих звеньев размерной цепи.

2.4.3. Пример решения задач по теме «Расчет сборочных размерных цепей транспортных изделий в условиях полной взаимозаменяемости»

Условие задачи

Рассчитать размерную цепь узла зубчатого редуктора (рис. 3) методом полной взаимозаменяемости по заданным номинальным размерам всех звеньев (см. табл. 1) и предельным отклонениям замыкающего звена (зазора между торцами наружного кольца подшипника и крышки) $A_\Delta = 1_{-0,8}$.

Ход решения

Составляем схему размерной цепи (рис. 23). Звено A_8 – увеличивающие; A_1, A_2 … A_7 – уменьшающие.

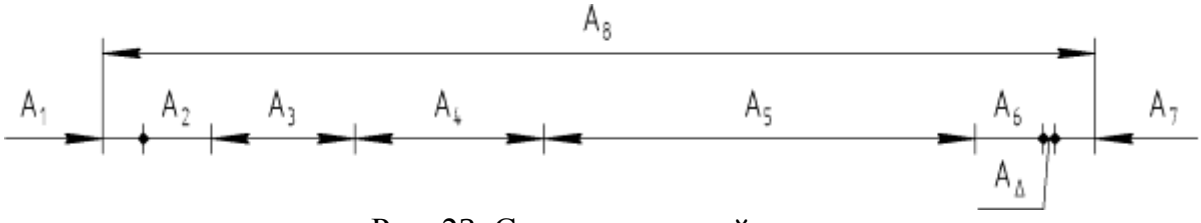


Рис. 23. Схема размерной цепи

Определим номинальные размеры составляющих звеньев, согласно заданным условиям.

$A_1 = A_7 = 0{,}25d = 0{,}25 \cdot 38 = 9{,}5$ мм округляем по ГОСТ 6636-69 до 10 мм.

$A_2 = A_3 = A_6 = B = 16$ мм.

$A_4 = 1{,}5d = 1{,}5 \cdot 38 = 57$ мм по ГОСТ 6636-69 принимаем 60 мм.

$A_5 = 2d = 2 \cdot 38 = 76$ мм по ГОСТ 6636-69 принимаем 80 мм.

$A_8 = \Sigma A_i = 10 + 16 + 16 + 60 + 80 + 16 + 10 + 1 = 209$ мм

Решаем размерную цепь способом назначения одного квалитета. Расчет сводим в табл. 7.

Таблица 7

Расчет размерной цепи методом максимума – минимума

Звено	Номинальный размер звена, мм	Единица допуска $\mathbf{i_j}$, мкм	Допуск (табличный) **T**, мкм	Допуск (корректируемый) **T**, мкм	Квалитет **IT**	Предельные отклонения $\mathbf{E_s}$ и $\mathbf{E_i}$, мкм	Координата середины поля допуска $\mathbf{E_c}$, мкм	Размер, мм
A_1	10	0,9	58	58	10	±29	0	$10 \pm 0{,}029$
A_2^*	16	1,08	110*	110*		0 -110	-55	$16_{-0{,}110}$
A_3	**16**	**1,08**	**70**	**85**		**+497** **+412**	**+454,5**	$16^{+0{,}497}_{+0{,}412}$
A_4	60	1,86	120	74	9	0 -74	-37	$60h9(_{-0{,}074})$
A_5	80	1,86	120	120	10	±60	0	$80h10(_{-0{,}120})$
A_6^*	16	1,08	110*	110*		0 -110	-55	$16_{-0{,}110}$
A_7	10	0,9	58	58	10	±29	0	$10 \pm 0{,}029$
A_8	209	2,89	185	185	10	0 -185	-92,5	$209h10(_{-0{,}185})$
A_Δ	1	Σ11,65	Σ831	Σ800		0 -800	-400	$1_{-0{,}800}$

Примечания

1. **Жирным** выделено увязочное (компенсирующее) звено.

2. * – выделены подшипниковые узлы. Допуск по ширине подшипника назначается по ГОСТ 3325-85 [7]:

– для класса точности «0» – 120 мкм,

– для класса точности «6» – 110 мкм,

– для класса точности «5» – 100 мкм.

Определяем средний коэффициент точности по формуле

$$a_{ср} = \frac{T_\Delta}{\sum_{j=1}^{m+n} i_j}. \qquad (41)$$

где T_Δ – допуск замыкающего звена, 800 мкм; i_j – единицы допуска, мкм.

Значение единиц допусков i для составляющих звеньев берем из табл. 8 и подсчитываем их сумму.

Таблица 8

Значения единицы допуска для интервалов размеров в ЕСДП

Интервалы размеров, мм	i, мкм	Интервалы размеров, мм	i, мкм	Интервалы размеров, мм	i, мкм
До 3	0,55	Св. 30 до 50	1,56	Св. 180 до 250	2,89
Св. 3 до 6	0,73	Св. 50 до 80	1,86	Св. 250 до 315	3,22
Св. 6 до 10	0,9	Св. 80 до 120	2,17	Св. 315 до 400	3,54
Св. 10 до 18	1,08	Св. 120 до 180	2,52	Св. 400 до 500	3,89
Св. 18 до 30	1,31				

Тогда $$a_{ср} = \frac{800}{11,65} = 68,6.$$

Сопоставляем найденное значение $a_{ср}$ с числом единиц по квалитетам (табл. 9) и принимаем 10 квалитет (IT10).

Таблица 9

Количество единиц допуска – в допуске данного квалитета

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
a	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640

Все расчеты допусков и предельных отклонений производим в микрометрах.

По ГОСТ 25346-89 (прил. Б) находим допуски на все составляющие звенья, кроме A_2^* и A_6^* (ширина подшипника). Для них допуски принимаем по ГОСТ 3325-85 [7]. Класс точности подшипников принимаем «6», поскольку по заданию у нас именно этот класс точности.

Подсчитываем сумму допусков и производим корректировку допусков, чтобы выполнялось условие:

$$\sum_{j=1}^{m+n} T_j = T_\Delta . \qquad (42)$$

Полученная сумма допусков выражения, не удовлетворяет условие (42):

$$831 \neq 800.$$

Необходимо провести корректировку. Для звена A_4 принимаем допуск по 9 квалитету (IT9), а для звена A_3, которое принимаем как увязочное, допуск рассчитываем из равенства (42):

$$T(A_3) = 800 - (58 + 110 + 74 + 120 + 110 + 58 + 185) = 85 \text{ мкм}.$$

Исходя из полученных таким образом допусков составляющих звеньев и предполагаемой технологии изготовления деталей, назначают предельные отклонения Es_j и Ei_j по следующему правилу (кроме увязочного звена): для охватывающих размеров рекомендуется назначать допуск как для основного отверстия (рис. 24, *а*); для охватываемых – как для основного вала (рис. 24, *б*); для прочих – симметрично относительно нулевой линии (рис. 24, *в*).

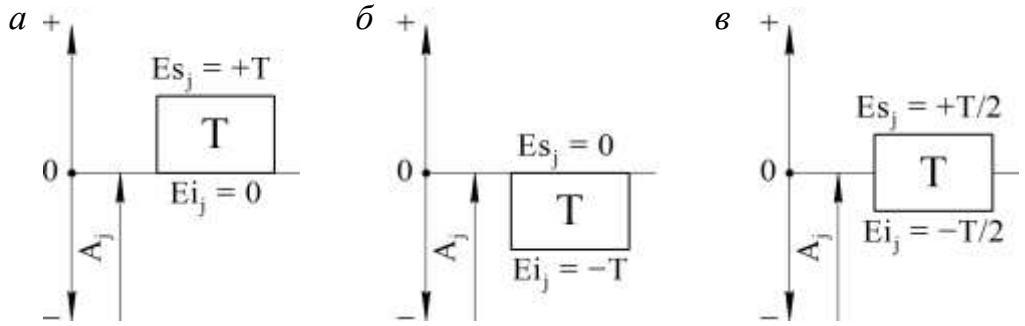


Рис. 24. Схемы полей допусков

Определяем по выражению координаты середин полей допусков замыкающего и составляющих звеньев, кроме увязочного звена:

$$Ec = \frac{Es + Ei}{2}. \qquad (43)$$

Для увязочного звена, координату середины поля допуска (Ec_7), определяем из выражения

$$Ec_\Delta = \sum_{j=1}^{m} Ec_j^{ув} - \sum_{j=1}^{n} Ec_j^{ум}. \qquad (44)$$

Отсюда: $-400 = (-92{,}5) - (0 - 55 + Ec_3 - 37 + 0 - 55 + 0)$

$$Ec_3 = +454{,}5 \text{ мкм}.$$

По выражениям (45) и (46) находим предельные отклонения увязочного звена:

$$Es_j = Ec_j + \frac{T_j}{2}; \qquad (45)$$

$$Ei_j = Ec_j - \frac{T_j}{2}; \qquad (46)$$

$$Es_3 = +454{,}5 + \frac{85}{2} = +497 \text{ мкм}; \quad Ei_3 = +454{,}5 - \frac{85}{2} = +412 \text{ мкм}.$$

Для проверки предельные отклонения увязочного звена можно определить из выражений (47) и (48):

$$Es_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m} Es_j^{ув} - \sum_{j=1}^{n} Ei_j^{ум}; \quad (47)$$

$$Ei_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m} Ei_j^{ув} - \sum_{j=1}^{n} Es_j^{ум}. \quad (48)$$

Получим: $0 = 0 - (-29 - 110 + Ei_3 - 74 - 60 - 110 - 29)$;

$$Ei_3 = +412 \text{ мкм};$$

$$-800 = (-185) - (+29 + 0 + Es_3 + 0 + 60 + 0 + 29);$$

$$Es_3 = +497 \text{ мкм}.$$

Полученные значения заносим в табл. 7, для увязочного звена.

Результат расчета размерной цепи проставляют на сборочном узле (рис. 25). Там же необходимо отметить все сопрягаемые размеры, которые были рассчитаны в работе. Чертеж выполнить на листе формата А3.

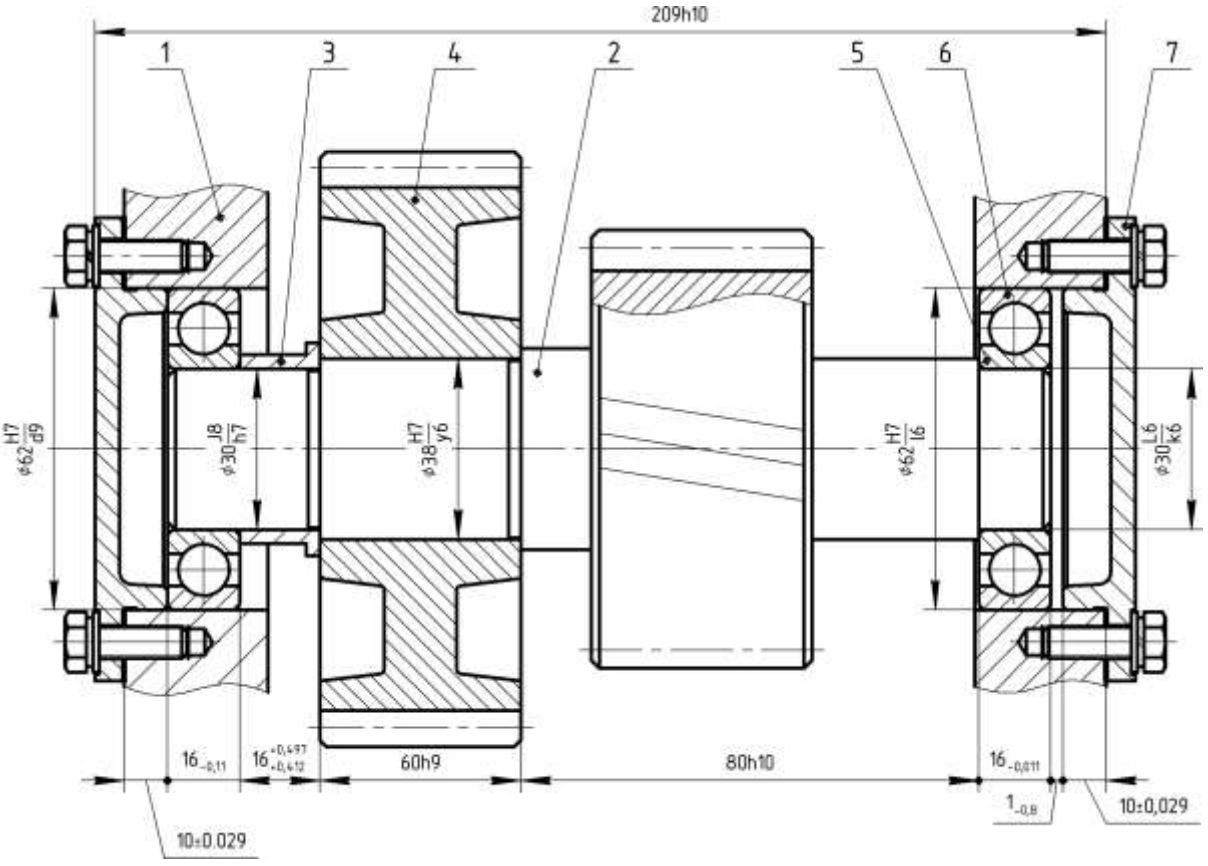


Рис. 25. Эскиз узла редуктора

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ Р 2.105-2019. Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам : утв. и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 29 апреля 2019 г. № 175-ст (не вступил в силу).

2. ГОСТ 2.104-2006. Единая система конструкторской документации. Основные надписи : введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 22 июня 2006 г. № 118-ст.

3. ГОСТ 2.303-68. Единая система конструкторской документации. Линии : утв. Комитетом стандартов, мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР в декабре 1967 г. (с изменениями и дополнениями).

4. ГОСТ 25346-2013 (ISO 286-1:2010). Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки : введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 18 февраля 2014 г. № 28-ст.

5. ГОСТ 520-2011. Подшипники качения. Общие технические условия : введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 19 августа 2011 г. № 232-ст.

6. ГОСТ 6636-69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры (с Изменениями № 1, 2) : введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 21.07.82 № 2766.

7. ГОСТ 3325-85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки.

8. ГОСТ 8338-75 (СТ СЭВ 3795-82). Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры : введен в действие Постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 28 марта 1975 г. № 789 дата введения установлена 01.07.76.

9. Бочкарева, С.Г. Выбор преимущественных посадок подшипников качения : методические указания / С.Г. Бочкарева, Ф.Г. Коновалова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2016. – 26 с.

10. Коновалова, Ф.Г. Расчет линейных размерных цепей : методические указания / Ф.Г. Коновалова, Н.А. Пашкова. – Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2007. – 24 с.

11. Димов, Ю.В. Метрология, стандартизация и сертификация : учебник для вузов / Ю.В. Димов. – 3-е изд. – Санкт-Петербург : Питер, 2010. – 464 с.

12. Сергеев, А.Г. Метрология, стандартизация и сертификация : учебник для бакалавров / А.Г. Сергеев, В.В. Терегеря. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Юрайт, 2013. – 838 с.

13. Радкевич, Я.М. Метрология, стандартизация и сертификация : учебник для бакалавров / Я.М. Радкевич, А.Г. Схиртладзе. – 5-е изд., перераб. и доп. – Москва : Юрайт, 2012. – 813 с.

14. Метрология, стандартизация, сертификация и электроизмерительная техника : учебное пособие для вузов / под ред. К.К. Кима. – Санкт-Петербург : Питер, 2010. – 368 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ОБРАЗЕЦ ОФОРМЛЕНИЯ ТИТУЛЬНОГО ЛИСТА

Министерство транспорта Российской Федерации
Федеральное агентство железнодорожного транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Дальневосточный государственный
университет путей сообщения»

Кафедра «Транспортно-технологические комплексы»

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ

Расчетно-графическая работа (Контрольная работа)

по дисциплине

«Метрология, стандартизация и сертификация»

Руководитель разработки

_____

(подпись) (И.О. Фамилия)

Разработчик

_____

(подпись) (И.О. Фамилия)

_____

(шифр)

_____

(дата)

Хабаровск
2020

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ОБРАЗЕЦ БЛАНКА ЗАДАНИЯ НА РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКУЮ (КОНТРОЛЬНУЮ) РАБОТУ

ФГБОУ ВО
Дальневосточный государственный университет путей сообщения
Кафедра: «Транспортно-технологические комплексы»

ЗАДАНИЕ НА РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКУЮ РАБОТУ (КОНТРОЛЬНУЮ РАБОТУ)

по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация»

Студент_____

Дата выдачи «____»_____20__г. Дата сдачи «___»_____20__г.

1. Анализ основных норм взаимозаменяемости (ОНВ) типовых соединений транспортных систем

1.1. Исследовать соединение узла редуктора 4/2 (см. рис. 3) (зубчатого колеса – 4 и вала – 2). Рассчитать предельные зазоры и натяги, определить характер посадок по значениям табл. 1 строкам 1 и 2.

- Определить допуски размеров отверстия и вала по ГОСТ 25346-2013 [4].
- Определить основное отклонение отверстия и вала по ГОСТ 25346-2013 [4].
- Определить второе неосновное отклонение отверстия и вала.
- Определить наибольший и наименьший размер отверстия и вала.
- Определим характер посадки.
- Построить схемы полей допусков (СПД) отверстия и вала. На схемах указать величины предельных отклонений размеров, допуски, а также наибольший, наименьший и средний зазоры и натяги; для переходных посадок указать наибольший зазор и наибольший натяг.
- Проставить на сборочном чертеже (эскизе) узла редуктора обозначение заданных посадок в условной форме (см. рис. 3). На рабочих чертежах (эскизах) деталей указать исполнительные размеры тремя способами (условный, цифровой и комбинированный).

1.2. Исследовать соединений узла редуктора 3/2 (распорной втулки – 3 и вала – 2). Рассчитать предельные зазоры и натяги, определить характер посадок по значениям табл.1, строка 3 и 4.

- Определить допуски размеров отверстия и вала ГОСТ 25346-2013 [4].
- Определить основное отклонение отверстия и вала ГОСТ 25346-2013 [4].
- Определить второе неосновное отклонение отверстия и вала.
- Определить наибольший и наименьший размер отверстия и вала.
- Определим характер посадки.

- Определить вероятность получения зазора и натяга в переходной посадке.
- Построить схемы полей допусков (СПД) отверстия и вала. На схемах указать величины предельных отклонений размеров, допуски, а также наибольший зазор и наибольший натяг.
- Проставить на сборочном чертеже (эскизе) узла редуктора обозначение заданных посадок в условной форме (см. рис. 3). На рабочих чертежах (эскизах) деталей указать исполнительные размеры тремя способами (условный, цифровой и комбинированный).

2. Расчет и выбор посадок для подшипниковых узлов

Рассчитать и выбрать стандартные посадки для подшипниковых соединений 5/2 и 6/1, т.е. посадка внутреннего кольца подшипника – 5 на вал редуктора – 2 и посадка наружного кольца подшипника – 6 в корпус редуктора – 1. В опорах редуктора установлены радиальные однорядные подшипники с условным обозначением (табл. 1 строка 5) №_____. Класс точности подшипника ___ (табл. 1 строка 10). Вращается вал. Радиальная реакция опоры на подшипник F_r = _____ kH (табл. 1 строка 12). Перегрузка _____% (табл. 1 строка 11).

По ГОСТ 520-2011 [5] определить допуски на присоединительные размеры подшипника. Назначить допуски на вал и корпус. Указать посадки на сборочном чертеже (эскизе) узла редуктора (рис. 3). Построить СПД для внутреннего и наружного колец подшипника.

3. Расчет исполнительных гладких калибров

Обеспечить контроль ОНВ деталей соединения узла редуктора гладкими предельными калибрами. В зависимости от варианта (табл. 1 строка 13) рассчитать исполнительные размеры гладких рабочих калибров для контроля размеров деталей соединения 4/2 или 3/2.

Определить допуски калибра-пробки и калибра скобы по ГОСТ 24853-81.

Построить СПД и выполнить эскизы калибров с указанием исполнительных размеров.

4. Расчет сборочных размерных цепей транспортных изделий в условиях полной взаимозаменяемости

Выполнить проектный расчет размерной цепи узла редуктора в условиях полной взаимозаменяемости. Если задан номинальный размер A_Δ=____(табл. 1 строка 14) и предельные отклонения замыкающего звена Es (A_Δ) =____ мм (табл. 1 строка 15) и Ei (A_Δ) =____ мм (табл. 1 строка 16). Номинальные размеры всех составляющих звеньев A_i определить конструктивно, в зависимости от размера вала d (табл. 1 строка 1): $A_1 = A_7 = 0{,}25d$; $A_2 = A_3 = A_6 = B_{подш}$, где B – ширина подшипника (табл. 1 строка 8); $A_4 = 1{,}5d$; $A_5 = 2d$; $A_8 = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 + A_7 + A_\Delta$. Значения размеров Ai округлить по ГОСТ 6636-69 [6].

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

ЗНАЧЕНИЯ ДОПУСКОВ ДЛЯ НОМИНАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ДО 500 ММ ВКЛЮЧИТЕЛЬНО (ГОСТ 25346-2013)

Номинальный размер, мм		Значение стандартного допуска																			
		мкм													мм						
		для квалитета																			
Св.	До вкл.	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
-	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4
3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8
6	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
10	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7
18	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3
30	50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1	1,6	2,5	3,9
50	80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3	4,6
80	120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
120	180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3
180	250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2
250	315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4	6,3	9,7

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

ЗНАЧЕНИЯ ОСНОВНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ ВАЛОВ, МКМ (ГОСТ 25346-2013)

<table>
<tr><td colspan="2" rowspan="2">Номи-нальный размер, мм</td><td colspan="12">Верхнее предельное отклонение es</td></tr>
<tr><td>a</td><td>b</td><td>c</td><td>cd</td><td>d</td><td>e</td><td>ef</td><td>f</td><td>fg</td><td>g</td><td>h</td><td>js</td></tr>
<tr><td>Св.</td><td>До вкл.</td><td colspan="12">Все квалитеты</td></tr>
<tr><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>7</td><td>8</td><td>9</td><td>10</td><td>11</td><td>12</td><td>13</td><td>14</td></tr>
<tr><td>-</td><td>3</td><td>-270</td><td>-140</td><td>-60</td><td>-34</td><td>-20</td><td>-14</td><td>-10</td><td>-6</td><td>-4</td><td>-2</td><td>0</td><td rowspan="24">Предельные отклонения = ±IT/2</td></tr>
<tr><td>3</td><td>6</td><td>-270</td><td>-140</td><td>-70</td><td>-46</td><td>-30</td><td>-20</td><td>-14</td><td>-10</td><td>-6</td><td>-4</td><td>0</td></tr>
<tr><td>6</td><td>10</td><td>-280</td><td>-150</td><td>-80</td><td>-56</td><td>-40</td><td>-25</td><td>-18</td><td>-13</td><td>-8</td><td>-5</td><td>0</td></tr>
<tr><td>10</td><td>14</td><td rowspan="2">-290</td><td rowspan="2">-150</td><td rowspan="2">-95</td><td rowspan="2">-70</td><td rowspan="2">-50</td><td rowspan="2">-32</td><td rowspan="2">-23</td><td rowspan="2">-16</td><td rowspan="2">-10</td><td rowspan="2">-6</td><td rowspan="2">0</td></tr>
<tr><td>14</td><td>18</td></tr>
<tr><td>18</td><td>24</td><td rowspan="2">-300</td><td rowspan="2">-160</td><td rowspan="2">-110</td><td rowspan="2">-85</td><td rowspan="2">-65</td><td rowspan="2">-40</td><td rowspan="2">-28</td><td rowspan="2">-20</td><td rowspan="2">-12</td><td rowspan="2">-7</td><td rowspan="2">0</td></tr>
<tr><td>24</td><td>30</td></tr>
<tr><td>30</td><td>40</td><td>-310</td><td>-170</td><td>-120</td><td rowspan="2">-100</td><td rowspan="2">-80</td><td rowspan="2">-50</td><td rowspan="2">-35</td><td rowspan="2">-25</td><td rowspan="2">-15</td><td rowspan="2">-9</td><td rowspan="2">0</td></tr>
<tr><td>40</td><td>50</td><td>-320</td><td>-180</td><td>-130</td></tr>
<tr><td>50</td><td>65</td><td>-340</td><td>-190</td><td>-140</td><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">-100</td><td rowspan="2">-60</td><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">-30</td><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">-10</td><td rowspan="2">0</td></tr>
<tr><td>65</td><td>80</td><td>-360</td><td>-200</td><td>-150</td></tr>
<tr><td>80</td><td>100</td><td>-380</td><td>-220</td><td>-170</td><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">-120</td><td rowspan="2">-72</td><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">-36</td><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">-12</td><td rowspan="2">0</td></tr>
<tr><td>100</td><td>120</td><td>-410</td><td>-240</td><td>-180</td></tr>
<tr><td>120</td><td>140</td><td>-460</td><td>-260</td><td>-200</td><td rowspan="3"></td><td rowspan="3">-145</td><td rowspan="3">-85</td><td rowspan="3"></td><td rowspan="3">-43</td><td rowspan="3"></td><td rowspan="3">-14</td><td rowspan="3">0</td></tr>
<tr><td>140</td><td>160</td><td>-520</td><td>-280</td><td>-210</td></tr>
<tr><td>160</td><td>180</td><td>-580</td><td>-310</td><td>-230</td></tr>
<tr><td>180</td><td>200</td><td>-660</td><td>-340</td><td>-240</td><td rowspan="3"></td><td rowspan="3">-170</td><td rowspan="3">-100</td><td rowspan="3"></td><td rowspan="3">-50</td><td rowspan="3"></td><td rowspan="3">-15</td><td rowspan="3">0</td></tr>
<tr><td>200</td><td>225</td><td>-740</td><td>-380</td><td>-260</td></tr>
<tr><td>225</td><td>250</td><td>-820</td><td>-420</td><td>-280</td></tr>
<tr><td>250</td><td>280</td><td>-920</td><td>-480</td><td>-300</td><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">-190</td><td rowspan="2">-110</td><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">-56</td><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">-17</td><td rowspan="2">0</td></tr>
<tr><td>280</td><td>315</td><td>-1050</td><td>-540</td><td>-330</td></tr>
<tr><td>315</td><td>355</td><td>-1200</td><td>-600</td><td>-360</td><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">-210</td><td rowspan="2">-125</td><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">-62</td><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">-18</td><td rowspan="2">0</td></tr>
<tr><td>355</td><td>400</td><td>-1350</td><td>-680</td><td>-400</td></tr>
<tr><td>400</td><td>450</td><td>-1500</td><td>-760</td><td>-440</td><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">-230</td><td rowspan="2">-135</td><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">-68</td><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">-20</td><td rowspan="2">0</td></tr>
<tr><td>450</td><td>500</td><td>-1650</td><td>-840</td><td>-480</td></tr>
</table>

Продолжение прил. 4

Номинальный размер, мм		Нижнее предельное отклонение ei									
		j			k		m	n	p	r	s
Св.	До вкл.	IT5 и IT6	IT7	IT8	Св. IT4 до IT7 вкл.	До IT3 вкл. и св. IT7	Все квалитеты				
1	2	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
-	3	-2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+ 10	+14
3	6	-2	-4		+1	0	+4	+8	+12	+15	+19
6	10	-2	-5		+1	0	+6	+10	+15	+19	+23
10	14	-3	-6		+1	0	+7	+12	+18	+23	+28
14	18										
18	24	-4	-8		+2	0	+8	+15	+22	+28	+35
24	30										
30	40	-5	-10		+2	0	+9	+17	+26	+34	+43
40	50										
50	65	-7	-12		+2	0	+11	+20	+32	+41	+53
65	80									+43	+59
80	100	-9	-15		+3	0	+13	+23	+37	+51	+71
100	120									+54	+79
120	140	-11	-18		+3	0	+15	+27	+43	+63	+92
140	160									+65	+100
160	180									+68	+108
180	200	-13	-21		+4	0	+17	+31	+50	+77	+122
200	225									+80	+130
225	250									+84	+140
250	280	-16	-26		+4	0	+20	+34	+56	+94	+158
280	315									+98	+170
315	355	-18	-28		+4	0	+21	+37	+62	+108	+190
355	400									+114	+208
400	450	-20	-32		+5	0	+23	+40	+69	+126	+232
450	500									+132	+252

Окончание прил. 4

Номинальный размер, мм		Нижнее предельное отклонение ei								
		t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
Св.	До вкл.	Все квалитеты								
1	2	25	26	27	28	29	30	31	32	33
-	3		+18		+20		+26	+32	+40	+60
3	6		+23		+28		+35	+42	+50	+80
6	10		+28		+34		+42	+52	+67	+97
10	14		+33		+40		+50	+64	+90	+130
14	18			+39	+45		+60	+77	+108	+150
18	24		+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
24	30	+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
30	40	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
40	50	+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
50	65	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
65	80	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
80	100	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
100	120	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
120	140	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
140	160	+ 134	+190	+228	+260	+340	+415	+535	+700	+900
160	180	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
180	200	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
200	225	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
225	250	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350
250	280	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550
280	315	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700
315	355	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900
355	400	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100
400	450	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400
450	500	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600

Примечание – Основные отклонения a и b не применяют для номинальных размеров до 1 мм вкл.

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

ЗНАЧЕНИЯ ОСНОВНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ ОТВЕРСТИЙ, МКМ (ГОСТ 25346-2013)

Номинальный размер, мм		Нижнее предельное отклонение EI											
		A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	JS
св.	до вкл.	Для всех квалитетов											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
-	3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	Отклонения – ±IT *n*/2, где *n* – номер квалитета
3	6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	
6	10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	
10	14	+290	+150	+95	+70	+50	+32	+23	+16	+10	+6	0	
14	18												
18	24	+300	+160	+110	+85	+65	+40	+28	+20	+12	+7	0	
24	30												
30	40	+310	+170	+120	+100	+80	+50	+35	+25	+15	+9	0	
40	50	+320	+180	+130									
50	65	+340	+190	+140		+100	+60		+30		+10	0	
65	80	+360	+200	+150									
80	100	+380	+220	+170		+120	+72		+36		+12	0	
100	120	+410	+240	+180									
120	140	+460	+260	+200		+145	+85		+43		+14	0	
140	160	+520	+280	+210									
160	180	+580	+310	+230									
180	200	+660	+340	+240		+170	+100		+50		+15	0	
200	225	+740	+380	+260									
225	250	+820	+420	+280									
250	280	+920	+480	+300		+190	+110		+56		+17	0	
280	315	+1050	+540	+330									
315	355	+1200	+600	+360		+210	+125		+62		+18	0	
355	400	+1350	+680	+400									
400	450	+1500	+760	+440		+230	+135		+68		+20	0	
450	500	+1650	+840	+480									

Продолжение прил. 5

Номинальный размер, мм		Верхнее предельное отклонение ES									
		J			K		M		N		от P до ZC
св.	до вкл.	IT6	IT7	IT8	до IT8	св.IT8	до IT8	св. IT8	до IT8	св. IT8	до IT7 вкл.
1	2	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
-	3	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4	Значения, как для квалитетов свыше IT7, увеличенные на Δ
3	6	+5	+6	+10	-1+Δ		-4+Δ	-4	-8+Δ	0	
6	10	+5	+8	+12	-1+Δ		-6+Δ	-6	-10+Δ	0	
10	14	+6	+10	+15	-1+Δ		-7+Δ	-7	-12+Δ	0	
14	18										
18	24	+8	+12	+20	-2+Δ		-8+Δ	-8	-15+Δ	0	
24	30										
30	40	+10	+14	+24	-2+Δ		-9+Δ	-9	-17+Δ	0	
40	50										
50	65	+13	+18	+28	-2+Δ		-11+Δ	-11	-20+Δ	0	
65	80										
80	100	+16	+22	+34	-3+Δ		-13+Δ	-13	-23+Δ	0	
100	120										
120	140	+18	+26	+41	-3+Δ		-15+Δ	-15	-27+Δ	0	
140	160										
160	180										
180	200	+22	+30	+47	-4+Δ		-17+Δ	-17	-31+Δ	0	
200	225										
225	250										
250	280	+25	+36	+55	-4+Δ		-20+Δ	-20	-34+Δ	0	
280	315										
315	355	+29	+39	+60	-4+Δ		-21+Δ	-21	-37+Δ	0	
355	400										
400	450	+33	+43	+66	-5+Δ		-23+Δ	-23	-40+Δ	0	
450	500										

Продолжение прил. 5

Номинальный размер, мм		Верхнее предельное отклонение ES								
		P	**R**	**S**	**T**	**U**	**V**	**X**	**Y**	**Z**
св.	до вкл.	Для квалитетов св. IT7								
1	2	25	26	27	28	29	30	31	32	33
-	3	-6	-10	-14		-18		-20		-26
3	6	-12	-15	-19		-23		-28		-35
6	10	-15	-19	-23		-28		-34		-42
10	14	-18	-23	-28		-33		-40		-50
14	18						-39	-45		-60
18	24	-22	-28	-35		-41	-47	-54	-63	-73
24	30				-41	-48	-55	-64	-75	-88
30	40	-26	-34	-43	-48	-60	-68	-80	-94	-112
40	50				-54	-70	-81	-97	-114	-136
50	65	-32	-41	-53	-66	-87	-102	-122	-144	-172
65	80		-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210
80	100	-37	-51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258
100	120		-54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310
120	140	-43	-63	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365
140	160		-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415
160	180		-68	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465
180	200	-50	-77	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520
200	225		-80	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575
225	250		-84	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640
250	280	-56	-94	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710
280	315		-98	-170	-240	-350	-425	-525	-650	-790
315	355	-62	-108	-190	-266	-390	-475	-590	-730	-900
355	400		-114	-208	-294	-435	-530	-660	-820	-1000
400	450	-68	-126	-232	-330	-490	-695	-740	-920	-1100
450	500		-132	-252	-360	-540	-660	-820	-1000	-1250

Окончание прил. 5

Номинальный размер, мм		Верхнее предельное отклонение ES			Значение Δ, мкм, для квалитетов					
		ZA	ZB	ZC						
св.	до вкл.	Для квалитетов св. IT7			IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8
1	2	34	35	36	37	38	39	40	41	42
-	3	-32	-40	-60	0	0	0	0	0	0
3	6	-42	-50	-80	1	1,5	1	3	4	6
6	10	-52	-67	-97	1	1,5	2	3	6	7
10	14	-64	-90	-130	1	2	3	3	7	9
14	18	-77	-108	-150						
18	24	-98	-136	-188	1,5	2	3	4	8	12
24	30	-118	-160	-218						
30	40	-148	-200	-274	1,5	3	4	5	9	14
40	50	-180	-242	-325						
50	65	-226	-300	-405	2	3	5	6	11	16
65	80	-274	-360	-480						
80	100	-335	-445	-585	2	4	5	7	13	19
100	120	-400	-525	-690						
120	140	-470	-620	-800	3	4	6	7	15	23
140	160	-535	-700	-900						
160	180	-600	-760	-1000						
180	200	-670	-880	-1150	3	4	6	9	17	26
200	225	-740	-960	-1250						
225	250	-820	-1050	-1350						
250	280	-920	-1200	-1550	4	4	7	9	20	29
280	315	-1000	-1300	-1700						
315	355	-1150	-1500	-1900	4	5	7	11	21	32
355	400	-1300	-1650	-2100						
400	450	-1450	-1860	-2400	5	5	7	13	23	34
450	500	-1600	-2100	-2600						

Примечания

1. Основные отклонения A и B не применяют для номинальных размеров до 1 мм включительно.

2. Специальный случай: для класса допуска M6 в интервале размеров свыше 250 до 315 мм включительно, *ES* = -9 мкм (а не -11 мкм согласно вычислению).

3. Симметричные отклонения **±IT/2** для $\mathbf{J_s}$ квалитетов от 7 до 11 могут округляться, если значение IT нечетное. Замена производится ближайшим меньшим числом.

4. Основные отклонения N для квалитетов свыше IT8 не применяются для номинальных размеров до 1 мм.

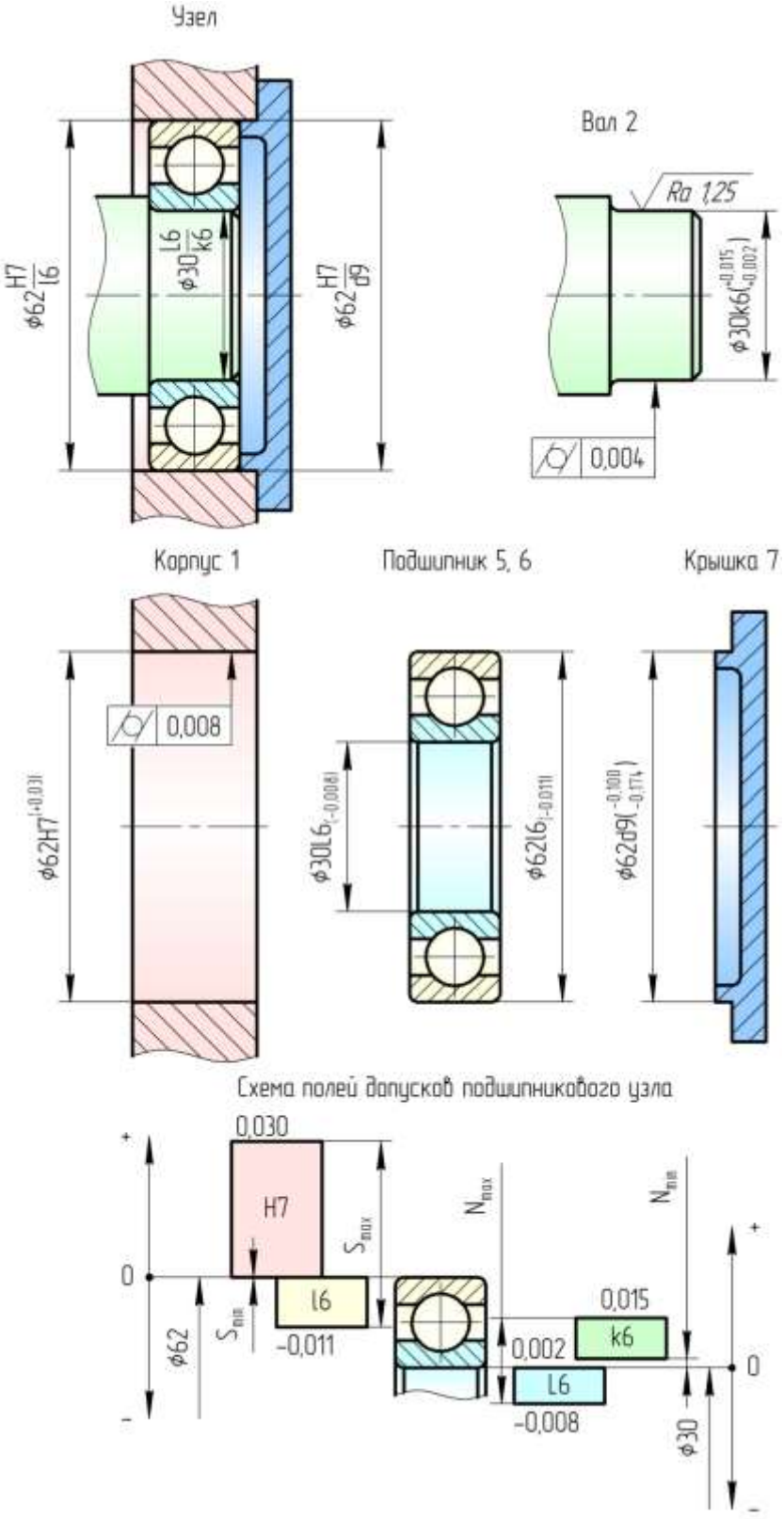
ПРИЛОЖЕНИЕ 6

ЗНАЧЕНИЯ ФУНКЦИИ $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z \exp\left(-\frac{z^2}{2}\right) dz$

z	Φ(z)	z	Φ(z)	z	Φ(z)	z	Φ(z)
0,01	0,004	0,31	0,1217	0,72	0,2642	1,8	0,4641
0,02	0,008	0,32	0,1255	0,74	0,2703	1,85	0,4678
0,03	0,012	0,33	0,1293	0,76	0,2764	1,9	0,4713
0,04	0,016	0,34	0,1331	0,78	0,2823	1,95	0,4744
0,05	0,0199	0,35	0,1368	0,8	0,2881	2	0,4772
0,06	0,0239	0,36	0,1406	0,82	0,2939	2,1	0,4921
0,07	0,0279	0,37	0,1443	0,84	0,2995	2,2	0,4961
0,08	0,0319	0,38	0,148	0,86	0,3051	2,3	0,4993
0,09	0,0359	0,39	0,1517	0,88	0,3106	2,4	0,4918
0,1	0,0398	0,4	0,1554	0,9	0,3159	2,5	0,4938
0,11	0,0436	0,41	0,1591	0,92	0,3212	2,6	0,4953
0,12	0,0478	0,42	0,1628	0,94	0,3264	2,7	0,4965
0,13	0,0517	0,43	0,1664	0,96	0,3315	2,8	0,4974
0,14	0,0557	0,44	0,17	0,98	0,3365	2,9	0,4981
0,15	0,0596	0,45	0,1736	1	0,3413	3	0,49865
0,16	0,0636	0,46	0,1772	1,05	0,3531	3,2	0,49931
0,17	0,0675	0,47	0,1808	1,1	0,3643	3,4	0,49966
0,18	0,0714	0,48	0,1844	1,15	0,3749	3,6	0,49984
0,19	0,0753	0,49	0,1879	1,2	0,3849	3,8	0,499928
0,2	0,0793	0,5	0,1915	1,25	0,3944	4	0,499968
0,21	0,0832	0,52	0,1985	1,3	0,4032	4,5	0,499997
0,22	0,0871	0,54	0,2054	1,35	0,4115	5	0,5
0,23	0,091	0,56	0,2123	1,4	0,4192		
0,24	0,0948	0,58	0,219	1,45	0,4265		
0,25	0,0987	0,6	0,2257	1,5	0,4332		
0,26	0,102	0,62	0,2324	1,55	0,4394		
0,27	0,1064	0,64	0,2389	1,6	0,4452		
0,28	0,1103	0,66	0,2454	1,65	0,4505		
0,29	0,1141	0,68	0,2517	1,7	0,4554		
0,3	0,1179	0,7	0,258	1,75	0,4599		

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

ОБРАЗЕЦ ВЫПОЛНЕНИЯ ЭСКИЗОВ И СХЕМ ПОЛЕЙ ДОПУСКОВ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА



ПРИЛОЖЕНИЕ 8

ДОПУСКИ И ОТКЛОНЕНИЯ КАЛИБРОВ, МКМ

Квалитет допусков изделий	Обозначение	Интервалы размеров, мм													Допуск на форму калибра
		до 3	свыше 3 до 6	свыше 6 до 10	свыше 10 до 18	свыше 18 до 30	свыше 30 до 50	свыше 50 до 80	свыше 80 до 120	свыше 120 до 180	свыше 180 до 250	свыше 250 до 315	свыше 315 до 400	свыше 400 до 500	
6	Z	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	5	6	7	8	
	Y	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	4	5	6	7	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	3	4	5	
	Z_1	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11	
	Y_1	1,5	1,5	1,5	2	2	3	3	4	4	5	6	6	7	
	H, H_s	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	*IT*1
	H_1	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	*IT*2
	H_p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8	*IT*1
7	Z, Z_1	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11	
	Y, Y_1	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	6	7	8	9	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	4	6	7	
	H, H_1	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	*IT*2
	H_s	–	–	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	*IT*1
	H_p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8	*IT*1

Продолжение прил. 8

Квалитет допусков изделий	Обозначение	Интервалы размеров, мм													Допуск на форму калибра
		до 3	свыше 3 до 6	свыше 6 до 10	свыше 10 до 18	свыше 18 до 30	свыше 30 до 50	свыше 50 до 80	свыше 80 до 120	свыше 120 до 180	свыше 180 до 250	свыше 250 до 315	свыше 315 до 400	свыше 400 до 500	
8	Z, Z_1	2	3	3	4	5	6	7	8	9	12	14	16	18	
	Y, Y_1	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	9	9	11	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	*IT*2
	H_1	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	*IT*3
	H_s^*, H_p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	*IT*1
9	Z, Z_1	5	6	7	8	9	11	13	15	18	21	24	28	32	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	*IT*2
	H_1	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	*IT*3
	H_s^*, H_p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	*IT*1
10	Z, Z_1	5	6	7	8	9	11	13	15	18	24	27	32	37	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	9	11	14	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	*IT*2
	H_1	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	*IT*3
	H_s^*, H_p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	*IT*1

Продолжение прил. 8

Квалитет допусков изделий	Обозначение	Интервалы размеров, мм													Допуск на форму калибра
		до 3	свыше 3 до 6	свыше 6 до 10	свыше 10 до 18	свыше 18 до 30	свыше 30 до 50	свыше 50 до 80	свыше 80 до 120	свыше 120 до 180	свыше 180 до 250	свыше 250 до 315	свыше 315 до 400	свыше 400 до 500	
11	Z, Z_1	10	12	14	16	19	22	25	28	32	40	45	50	55	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	15	15	20	
	H, H_1	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27	*IT*4
	H_s	–	–	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	*IT*3
	H_p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	*IT*1
12	Z, Z_1	10	12	14	16	19	22	25	28	32	45	50	65	70	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15	20	30	35	
	H, H_1	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27	*IT*4
	H_s	–	–	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	*IT*3
	H_p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	*IT*1
13	Z, Z_1	20	24	28	32	36	42	48	54	60	80	90	100	110	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	25	35	45	55	
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	*IT*5
	H_s	–	–	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40	*IT*5
	H_p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	*IT*2

Окончание прил. 8

Квалитет допусков изделий	Обозначение	Интервалы размеров, мм													Допуск на форму калибра
		до 3	свыше 3 до 6	свыше 6 до 10	свыше 10 до 18	свыше 18 до 30	свыше 30 до 50	свыше 50 до 80	свыше 80 до 120	свыше 120 до 180	свыше 180 до 250	свыше 250 до 315	свыше 315 до 400	свыше 400 до 500	
14**	Z, Z_1	20	24	28	32	36	42	48	54	60	100	110	125	145	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	45	55	70	90	
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	IT5
	H_s	–	–	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40	IT5
	H_p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	IT2
15**	Z, Z_1	40	48	56	64	72	80	90	100	110	170	190	210	240	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	70	90	110	140	
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	IT5
	H_s	–	–	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40	IT5
	H_p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	IT2
16** 17	Z, Z_1	40	48	56	64	72	80	90	100	110	210	240	280	320	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	110	140	180	220	
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	IT5
	H_s	–	–	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40	IT5
	H_p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	IT2

Примечания

1. К размерам до 6 мм не относятся;
2. ** к размерам до 1 мм не относятся;
3. Числовые значения стандартных допусков принимаются по [6].

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 3

1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ (КОНТРОЛЬНОЙ) РАБОТЫ 5
   1.1. Общие сведения 5
   1.2. Задание на расчётно-графическую (контрольную) работу 6

2. МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ (КОНТРОЛЬНОЙ) РАБОТЫ 13
   2.1. Анализ основных норм взаимозаменяемости типовых соединений транспортных систем 13
   2.2. Расчет и выбор посадок для подшипниковых узлов 25
   2.3. Расчет исполнительных гладких калибров 35
   2.4. Расчет сборочных размерных цепей транспортных изделий в условиях полной взаимозаменяемости 41

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК 48

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Образец оформления титульного листа 50

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Образец бланка задания на расчетно-графическую (контрольную) работу 51

ПРИЛОЖЕНИЕ 3. значения допусков для номинальных размеров до 500 мм включительно (ГОСТ 25346-2013) 53

ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Значения основных отклонений валов (ГОСТ 25346-2013) 54

ПРИЛОЖЕНИЕ 5. Значения основных отклонений отверстий (ГОСТ 25346-2013) 57

ПРИЛОЖЕНИЕ 6. Значения функции $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z \exp\left(-\frac{z^2}{2}\right) dz$ 61

ПРИЛОЖЕНИЕ 7. Образец выполнения эскизов и схем полей допусков подшипникового узла 62

ПРИЛОЖЕНИЕ 8. Допуски и отклонения калибров 63

Учебное издание

Белоус Татьяна Викторовна
Бочкарева Светлана Геннадьевна

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ

Учебно-методическое пособие
по выполнению расчетно-графической (контрольной) работы

Отпечатано методом прямого репродуцирования
Технический редактор *И.А. Нильмаер*

План 2020 г. Поз. 1.12. Подписано в печать 12.10.2020 г. Формат $60\times84^{1}/_{16}$.
Гарнитура «Times New Roman». Уч.-изд. л. 4,3. Усл. печ. л. 4,0. Зак. 149. Тираж 45 экз. Цена 165 р.

Отпечатано в Издательстве ДВГУПС.
680021, г. Хабаровск, ул. Серышева, 47.

Кафедра «Транспортно-технологические комплексы»

Т.В. Белоус, С.Г. Бочкарева

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ

Учебно-методическое пособие
по выполнению расчетно-графической
(контрольной) работы

Хабаровск
2020