

Сергель Н. Н

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПО НОРМИРОВАНИЮ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИМ
ИЗМЕРЕНИЯМ

Учебно-методическое пособие

Барановичи, 2015 г.

УДК 621.(075.8)
ББК 30.104я73

Рецензенты:

Сергель Н.Н.

С32 Курсовое проектирование по нормированию точности и техническим измерениям: Учеб-методич. пособие — 2015. — с.

В пособии приведены решения основных наиболее часто встречающихся задач при выполнении студентами курсовых работ по нормированию точности и техническим измерениям.

В сжатой форме освещены вопросы, знание которых необходимо для правильного понимания предлагаемых задач.

Книга предназначена для студентов машиностроительных специальностей университетов, может быть полезна конструкторам и технологам машиностроительных предприятий.

УДК 621.(075.8)
ББК 30.104я73

© Сергель Н.Н., 2015
© 2015

Содержание

Предисловие

1 Расчет параметров сопряжения

2 Расчёт посадки с натягом и назначение средств измерения элементов сопрягаемых поверхностей

3 Расчёт переходной посадки

4 Расчёт посадки подшипника качения и измерения сопрягаемых с подшипниками поверхностей

5 Расчёт калибров

6 Назначение параметров точности зубчатого колеса и передачи и средств измерения

7 Расчёт предельных отклонений и измерение элементов призматического шпоночного соединения

8 Расчёт предельных отклонений резьбового соединения

9 Назначение посадок и требований точности гладких цилиндрических сопряжений по аналогии

10 Размерные цепи

11 Назначение средств измерения для вала тихоходного

Предисловие

Эта работа задумана и написана как пособие студентам БарГУ, выполняющим курсовую работу по нормированию точности. Тема работы общая для всех вузов. С меньшими или большими отличиями она выполняется везде в СССР. Задачи нормирования точности абсолютно всех видов изделий не ставилась. Так в пособии не рассмотрены шлицевые соединения, у которых нормирование сводится к высчитыванию размеров, определенных стандартами. Подобная работа выполняется с резьбами и шпонками. Зато много внимания уделено размерным цепям. Конечно, в работе приведены общеизвестные истины, но общеизвестные не для студентов. Они как специалисты — младенцы и им надо разжевать и в рот положить. Это нормально для младенцев.

Предмет называется нормирование точности и технические измерения, но получается, что нормированию программа курса всегда, и теперь тоже, на занятиях уделяет 90% внимания, а измерениям — с гулькин нос.

Сейчас в вузах остро стоит вопрос самостоятельности выполнения студентами заданных курсовых работ. Это пособие содержит достаточно большой методический и справочный материал, пользуясь которым курсовую работу можно выполнять в классе и таким образом обеспечить на 100% самостоятельность выполнения.

При подготовке пособия мной двигало желание помочь студентам, собрав в одном месте хотя бы частично тот материал, который разбросан по источникам и который студентам, при слабом знании предмета, найти затруднительно.

С целью показать читателям, что большинство материалов курса повторяет или комментирует стандарты и что для поиска информации не надо искать учебник, в пособии дано большое количество ссылок на стандарты, приведены полностью или частично различные таблицы, содержащиеся в них. Это должно способствовать пониманию студентами значения стандартов, появлению привычки ими пользоваться и исчезновению страха перед ними.

Практика показывает, что рядовой технолог или не знает, или забыл, как обеспечить точность измерений. А литературы, которая помогла бы справиться с этой проблемой, крайне мало. Одной из бед, мешающей увеличению количества учебной литературы, является мизерная, просто смешная оплата труда автора. Только сумасшедшие занимаются этим. При СССР издав два учебных пособия с грифом Минобра, можно было претендовать на должность доцента, т. е. получить моральную и материальную компенсацию за работу, а сейчас этого нет. Вот почему потенциальные авторы только под сильным давлением берутся за письменную работу.

Сергель Н. Н.

26.04.2015 г.

Репозиторий БарГУ

1 Расчет параметров сопряжения

Практически во всех задачах на нормирование точности сопрягаемых поверхностей необходимо найти или рассчитать стандартный набор показателей:

- допуск на изготовление отверстия IT_D и вала IT_d (их правильнее всего выбрать из таблицы 1 ГОСТ 25346—89 «ОНВ ЕСДП Общие положения, ряды допусков и основных отклонений»;

- нижнее EI и верхнее ES предельные отклонения отверстия, нижнее ei и верхнее es предельные отклонения вала (числовые значения основных отклонений отверстий приведены в таблице 3, а валов — в таблице 2 ГОСТ 25346);

- предельные допустимые диаметры (размеры) отверстия D_{\min} , D_{\max} и вала d_{\min} , d_{\max} ;

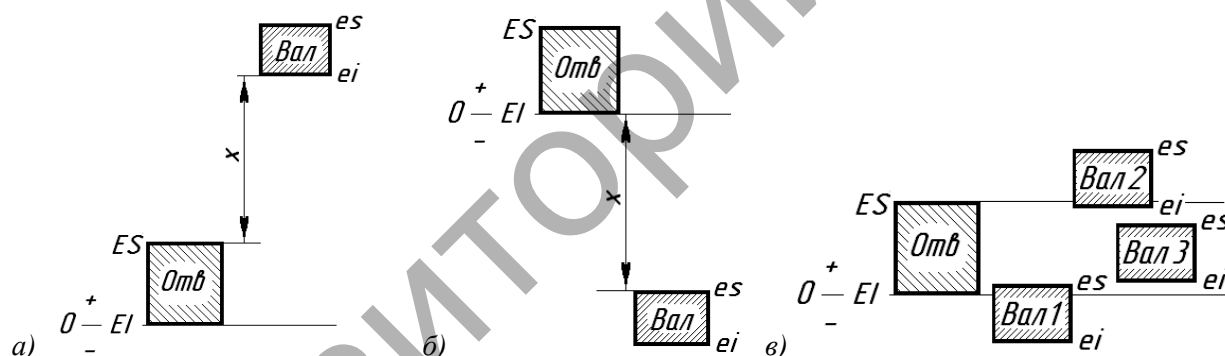
- размеры зазоров S_{\min} , S_{\max} или натягов N_{\min} , N_{\max} , возникающих в посадке. Эти параметры главные в посадке. В получении нужного зазора или натяга смысл любого сопряжения.

Как итог вычислений надо построить схему расположения полей допусков. Приступая к решению примера, надо помнить, что по характеру все посадки делятся на три вида:

- посадки с натягом, в которых при любом размере вала и любом размере отверстия вал всегда больше, чем отверстие и в результате расчетов надо получить значения N_{\min} , N_{\max} . Универсальная схема для посадки с натягом показана на рисунке. 1.1, а. В любом случае при расчете $N_{\min} = x$, $x \geq 0$;

- посадки с зазором. В этом случае отверстие, сделанное в соответствии с чертежом, больше качественно изготовленного вала ($x \geq 0$) и вычисляются зазоры S_{\min} , S_{\max} (рис. 1.1, б);

- переходные посадки. При переходной посадке рассчитывают S_{\max} и N_{\max} . Понятие переходной посадки корректно только в случае большого количества качественных деталей. Некоторые случайно выбранные из этой партии пары из охватываемых (валов) и охватывающих деталей (отверстий) дадут посадку с натягом, а некоторые — с зазором (рис. 1.1, в) и тогда можно говорить о переходной посадке. Для двух деталей на практике может быть только посадка с натягом или зазором, а понятие переходной посадки теряет смысл.



а — схема расположения полей допусков отверстия и вала при посадке с натягом;
б — схема при посадке с зазором; в — при переходной посадке

Рисунок 1.1 — Варианты схем расположения полей допусков отверстия и вала при разных посадках

Конечно, со временем, нарабатывается опыт, и все эти вычисления можно выполнять в уме. А пока — в письменном виде на бумаге и с калькулятором. Чтобы продемонстрировать алгоритм решения, в качестве примера рассмотрим сопряжение $\text{Ø}10H8/p7$.

Решение

Сразу надо определить к какой системе — отверстия или вала — относится рассматриваемая посадка. Для этого надо глянуть на пример и отметить есть ли в нем основное отклонение H или (h). Если есть основное отклонение H (прописная буква), то в любом случае это посадка в системе отверстия. Если есть h , но нет H , — то посадка в системе вала, а если есть обе эти буквы, то опять в системе отверстия. Отметим, что в сопряжении $\text{Ø}10H8/p7$ с номинальным диаметром $D = d = 10$ мм есть основное отклонение H , т. е. посадка выполнена в системе отверстия. Квалитет точности отверстия 8. Основное отклонение вала — p , квалитет точности вала 7.

По таблице (рис. 1.2) определяем допуски на детали:

- а) для отверстия диаметром 10 мм 8-го квалитета допуск IT_D равен 22 мкм (рис. 1.2, см. линии «а»);
- б) для вала диаметром 10 мм 7-го квалитета допуск IT_d равен 15 мкм (рис. 1.2, линии «б»).

Таблица Сергеля. Значения основных отклонений валов и отверстий для номинальных размеров до 500 мм
Значения в мкм (по ГОСТ 25346-82)

Интервалы размеров, мм	Значения допусков																	Нижнее отклонение вала ei																	Верхнее отклонение вала es																	Нижнее отклонение отверстия ei																	Верхнее отклонение отверстия es																																																																																																																																																																																																																																																																																		
	Квалитеты																	Все квалитеты																	Все квалитеты																	Все квалитеты																	Все квалитеты																																																																																																																																																																																																																																																																																		
	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	Za	Zb	Zc																																																																																																																																																																																																																																																																																			
До 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	5	6	10	14	20	30	40	60	100	140	200	300	400	600	1000	1400	2000	3000	4000	6000	10000	14000	20000	30000	40000	60000	100000	140000	200000	300000	400000	600000	1000000	1400000	2000000	3000000	4000000	6000000	10000000	14000000	20000000	30000000	40000000	60000000	100000000	140000000	200000000	300000000	400000000	600000000	1000000000	1400000000	2000000000	3000000000	4000000000	6000000000	10000000000	14000000000	20000000000	30000000000	40000000000	60000000000	100000000000	140000000000	200000000000	300000000000	400000000000	600000000000	1000000000000	1400000000000	2000000000000	3000000000000	4000000000000	6000000000000	10000000000000	14000000000000	20000000000000	30000000000000	40000000000000	60000000000000	100000000000000	140000000000000	200000000000000	300000000000000	400000000000000	600000000000000	1000000000000000	1400000000000000	2000000000000000	3000000000000000	4000000000000000	6000000000000000	10000000000000000	14000000000000000	20000000000000000	30000000000000000	40000000000000000	60000000000000000	100000000000000000	140000000000000000	200000000000000000	300000000000000000	400000000000000000	600000000000000000	1000000000000000000	1400000000000000000	2000000000000000000	3000000000000000000	4000000000000000000	6000000000000000000	10000000000000000000	14000000000000000000	20000000000000000000	30000000000000000000	40000000000000000000	60000000000000000000	100000000000000000000	140000000000000000000	200000000000000000000	300000000000000000000	400000000000000000000	600000000000000000000	1000000000000000000000	1400000000000000000000	2000000000000000000000	3000000000000000000000	4000000000000000000000	6000000000000000000000	10000000000000000000000	14000000000000000000000	20000000000000000000000	30000000000000000000000	40000000000000000000000	60000000000000000000000	100000000000000000000000	140000000000000000000000	200000000000000000000000	300000000000000000000000	400000000000000000000000	600000000000000000000000	1000000000000000000000000	1400000000000000000000000	2000000000000000000000000	3000000000000000000000000	4000000000000000000000000	6000000000000000000000000	10000000000000000000000000	14000000000000000000000000	20000000000000000000000000	30000000000000000000000000	40000000000000000000000000	60000000000000000000000000	100000000000000000000000000	140000000000000000000000000	200000000000000000000000000	300000000000000000000000000	400000000000000000000000000	600000000000000000000000000	1000000000000000000000000000	1400000000000000000000000000	2000000000000000000000000000	3000000000000000000000000000	4000000000000000000000000000	6000000000000000000000000000	10000000000000000000000000000	14000000000000000000000000000	20000000000000000000000000000	30000000000000000000000000000	40000000000000000000000000000	60000000000000000000000000000	100000000000000000000000000000	140000000000000000000000000000	200000000000000000000000000000	300000000000000000000000000000	400000000000000000000000000000	600000000000000000000000000000	1000000000000000000000000000000	1400000000000000000000000000000	2000000000000000000000000000000	3000000000000000000000000000000	4000000000000000000000000000000	6000000000000000000000000000000	10000000000000000000000000000000	14000000000000000000000000000000	20000000000000000000000000000000	30000000000000000000000000000000	40000000000000000000000000000000	60000000000000000000000000000000	100000000000000000000000000000000	140000000000000000000000000000000	200000000000000000000000000000000	300000000000000000000000000000000	400000000000000000000000000000000	600000000000000000000000000000000	1000000000000000000000000000000000	1400000000000000000000000000000000	2000000000000000000000000000000000	3000000000000000000000000000000000	4000000000000000000000000000000000	6000000000000000000000000000000000	10000000000000000000000000000000000	14000000000000000000000000000000000	20000000000000000000000000000000000	30000000000000000000000000000000000	40000000000000000000000000000000000	60000000000000000000000000000000000	100000000000000000000000000000000000	140000000000000000000000000000000000	200000000000000000000000000000000000	300000000000000000000000000000000000	400000000000000000000000000000000000	600000000000000000000000000000000000	1000000000000000000000000000000000000	1400000000000000000000000000000000000	2000000000000000000000000000000000000	3000000000000000000000000000000000000	4000000000000000000000000000000000000	6000000000000000000000000000000000000	10000000000000000000000000000000000000	14000000000000000000000000000000000000	20000000000000000000000000000000000000	30000000000000000000000000000000000000	40000000000000000000000000000000000000	60000000000000000000000000000000000000	100000000000000000000000000000000000000	140000000000000000000000000000000000000	200000000000000000000000000000000000000	300000000000000000000000000000000000000	400000000000000000000000000000000000000	600000000000000000000000000000000000000	1000000000000000000000000000000000000000	1400000000000000000000000000000000000000	2000000000000000000000000000000000000000	3000000000000000000000000000000000000000	4000000000000000000000000000000000000000	6000000000000000000000000000000000000000	100	14000000000000000000000000000000000000000	200	300	400	600	1000	1400	2000	3000	4000	6000	100	14000	200	300	400	600	1000	1400	2000	3000	4000	6000	100	14000	200	300	400	600	1000	1400	2000	3000	4000	6000	100	14000	200	300	400	600	1000	1400	2000	3000	4000	6000	100	14000	200	300	400	600	1000	1400	2000	3000	4000	6000	100	14000	200	300	400	600	1000	1400	2000	3000	4000	6000	100	14000	200	300	400	600	1000	1400	2000	3000	4000	6000	100	14000	200	300	400	600	1000	1400	2000	3000	4000	6000	100	14000	200	

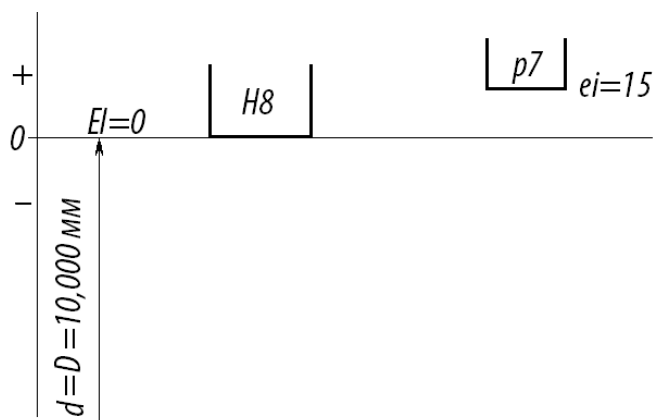


Рисунок 1.3 — Схема расположения полей допусков для сопряжения $\text{Ø}10\text{H}8/\text{p}7$ — первый этап

Рассчитываем верхнее отклонение ES для отверстия:

$$ES = EI + IT_D = 0 + 22 = 22 \text{ мкм} = 0,022 \text{ мм}; \quad (1.1)$$

рассчитываем верхнее отклонение es для вала:

$$es = ei + IT_d = 15 + 15 = 30 \text{ мкм} = 0,030 \text{ мм}. \quad (1.2)$$

Ограничиваем поля допусков на схеме сверху линиями, соответствующими полученным на втором этапе размерам 22 и 30 мкм (рис. 1.4).

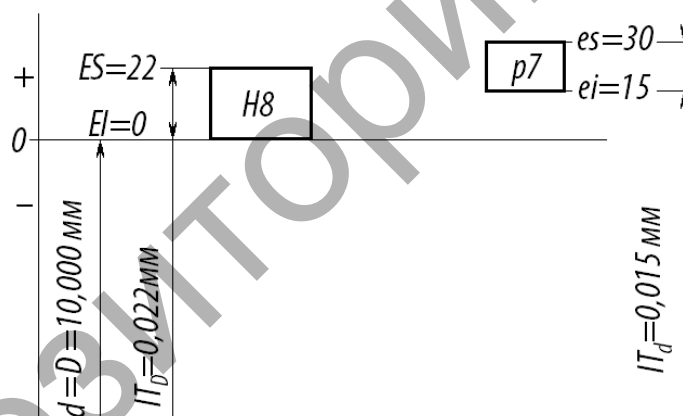


Рисунок 1.4 — Схема расположения полей допусков для сопряжения $\text{Ø}10\text{H}8/\text{p}7$ — второй этап

Рассчитываем наименьшие и наибольшие предельные размеры отверстия и вала. Для отверстия наименьший предельный размер равен:

$$D_{\min} = D + EI = 10,000 + 0,000 = 10,000 \text{ мм}; \quad (1.3)$$

наибольший предельный размер равен:

$$D_{\max} = D + ES = 10,000 + 0,022 = 10,022 \text{ мм}; \quad (1.4)$$

для вала наименьший предельный размер равен:

$$d_{\min} = d + ei = 10,000 + 0,015 = 10,015 \text{ мм}; \quad (1.5)$$

для вала наибольший предельный размер равен:

$$d_{\max} = d + es = 10,000 + 0,030 = 10,030 \text{ мм}. \quad (1.6)$$

Дополняем схему расположения полей допусков полученными на третьем этапе расчетов значениями (рис. 1.5):

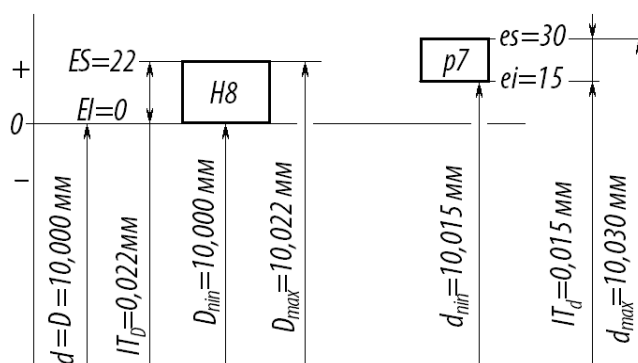


Рисунок 1.5 — Схема расположения полей допусков для сопряжения $\varnothing 10H8/p7$ — третий этап

Зная наибольшие и наименьшие значения диаметров отверстия и вала можно определить величины зазоров и натягов в сопряжении. Анализ сопряжения $\varnothing 10H8/p7$ и полученной схемы (рис. 1.5), на которой поля допусков отверстия и вала частично перекрывают друг друга, говорит, что данная посадка является переходной. Значит, при расчете мы должны получить значение максимального зазора и максимального натяга. Определяем величину максимального зазора в данном сопряжении:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 10,022 - 10,015 = 0,007 \text{ мм} = 7 \text{ мкм}; \quad (1.7)$$

величина максимального натяга в данном сопряжении равна:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 10,030 - 10,000 = 0,030 \text{ мм} = 30 \text{ мкм}. \quad (1.8)$$

Завершаем построение схемы расположения полей допусков сопряжения (рис. 1.6):

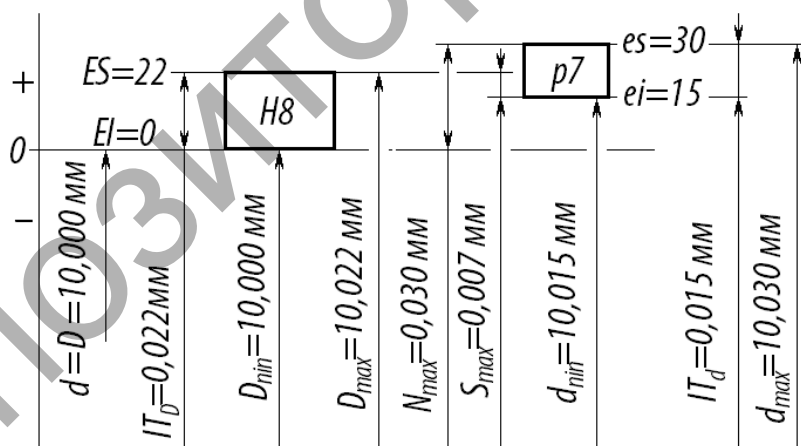


Рисунок 1.6 — Схема расположения полей допусков для сопряжения $\varnothing 10H8/p7$ — окончательный вариант

Использованные источники

ГОСТ 25346—89 ОНВ ЕСДП Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.

2 Расчёт посадки с натягом и назначение средств измерения элементов сопрягаемых поверхностей

В большинстве случаев одна деталь не используется. Любой механизм предполагает комбинацию деталей, имеющих сопряжения с зазорами, натягами и переходные. Величины зазоров или натягов являются определяющими в работе механизма: они задают степень подвижности или жесткости соединения. Допуск на зазор или натяг, а другими словами, допуск посадки очень важен для конструктора т. к. он обеспечивает функциональное назначение соединения. Конструктору нужен оптимально малый допуск. Технологию допуск посадки надо обеспечить при изготовлении сопряжения и в цехе хотят иметь возможно больший допуск. Конструктор и технолог, учитывая функциональное назначение узла и технологические возможности оборудования, согласуют значение допуска сопряжения при технологической проработке чертежа, на что своей подписью в графе «Т. контр.» основной надписи чертежа технолог дает согласие. Считается, что допуск будет оптимальным, если вероятность его превышения будет меньше или равна $P = 0,27\%$.

Расчеты сопряжений выполняются для посадок с натягом, когда определяется величина натяга, обеспечивающая передачу какого-то вращающего момента и(или) осевого усилия.

2.1 Расчет посадки с натягом

Условие

Произвести расчёт посадки с натягом для неподвижного неразъёмного соединения зубчатого колеса модулем $m = 5$ мм, с числом зубьев $z_2 = 40$ и шириной зубчатого венца $b = 20$ мм и шириной ступицы $L = 63$ мм и тихоходного вала для передачи вращающего момента $T = 800$ Нм. Номинальный диаметр соединения $D = 70$ мм; внутренний диаметр охватываемой детали $d_1 = 0$. Материалы сопрягаемых деталей: колеса — сталь 40X, вала — сталь 35. Рабочая температура колеса и вала 70 °С. Тип производства — единичный.

Решение

Расчетная посадка при минимальном натяге должна обеспечить передачу вращающего момента, а при максимальном значении натяга — не повредить сопрягаемые поверхности вала и ступицы зубчатого колеса. Математически это можно выразить системой уравнений

$$\begin{cases} T \leq M_{\text{тр}} \\ p_{\text{max}} \leq p_{\text{доп в}} \text{ и } p_{\text{доп к}} \end{cases} \quad (2.1)$$

где p_{max} — удельное давление, возникшее в сопряжении в результате применения расчетной посадки;

$p_{\text{доп в}}$ $p_{\text{доп к}}$ — допускаемые наибольшие давления на контактирующих поверхностях вала и ступицы колеса, не повреждающие этих поверхностей.

Величина расчётного наименьшего натяга ($N_{\text{min расч}}$), обеспечивающего выполнение первого уравнения, определяется по формуле:

$$N_{\text{min расч}} = p \cdot D \cdot (c_{\text{к}} / E_{\text{к}} + c_{\text{в}} / E_{\text{в}}) \text{ мкм}, \quad (2.2)$$

где p — давление на поверхности контакта колеса и вала, возникающее под влиянием натяга, МПа;

$E_{\text{в}} = 1,97 \cdot 10^5$ МН/м²; $E_{\text{к}} = 2,11 \cdot 10^5$ МН/м² — модули продольной упругости материала вала (сталь 30) и колеса (сталь 40X). Модуль продольной упругости или модуль Юнга: был введен в 1807 Томасом Юнгом, как величина, описывающая свойство упругости материала независимо от формы и размеров образца (для получения совпадающих результатов рекомендуется пользоваться данными из таблиц пособия — табл. 2.1);

$c_{\text{в}}$, $c_{\text{к}}$ — коэффициенты для вала и колеса, определяемые по формулам, которые в случае сплошного вала принимают вид:

$$c_{\text{в}} = 1 - \mu_{\text{в}} \quad (2.3)$$

$$c_{\text{к}} = (D^2 + d_2^2) / (d_2^2 - D^2) + \mu_{\text{к}} \quad (2.4)$$

где d_2 — диаметр, выбираемый в зависимости от конструкции зубчатого колеса (рис. 2.1). Если у колеса ширина зубчатого венца равна ширине ступицы ($b = l$), то надо взять диаметр впадин зубьев колеса и тогда $d_2 = mz_2 - 2,5m = 5 \cdot 40 - 2,5 \cdot 5 = 187,5$ мм (рис. 2.1, а). В случае серийного или массового производства, когда зубчатое колесо максимально облегчается, и сформирована ступица ($a/l \leq 0,6$) — надо взять диаметр ступицы, который определяем по формуле $d_2 = D + 0,2mz = 70 + 0,2 \cdot 5 \cdot 40 = 110$ мм (рис. 1, 2.б), который мы и принимаем;

$\mu_b = 0,260$, $\mu_k = 0,275$ — коэффициенты Пуассона (табл. 2.2).

Таблица 2.1 — Характеристики сталей

Марка стали	15	20	25	30	35
Модуль продольной упругости в диапазоне от 20 до 100 °С E , МН/м ²	1,92	2,03	1,96	1,96	1,97
Температурный коэффициент линейного расширения α , $10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$	12,4	11,6	12,2	12,1	12,0
Условный предел текучести σ_T , Н/мм ²	225	245	275	295	315
Твердость по Бринеллю, HB	149	163	170	179	207
Марка стали	40	45	50	20Г	30Г
Модуль продольной упругости в диапазоне от 20 до 100 °С E , МН/м ²	2,1	2,01	2,13	2,04 ^{20°}	2,04
Температурный коэффициент линейного расширения α , $10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$	11,9	11,9	11,2	12,5	12,6
Условный предел текучести σ_T , Н/мм ²	335	355	375	275	315
Твердость по Бринеллю, HB	217	229	241	163	197
Марка стали	40Г	45Г	20Х	30Х	35Х
Модуль продольной упругости в диапазоне от 20 до 100 °С E , МН/м ²	2,0	2,04 ^{20°}	2,13	2,11	1,97
Температурный коэффициент линейного расширения α , $10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$	11,7	11,3	10,5	12,4	12,0
Условный предел текучести σ_T , Н/мм ²	350	370	635 ⁺	685 ⁺	735 ⁺
Твердость по Бринеллю, HB	207	229	179	187	163
Марка стали	40Х	45Х	50Х	18ХГТ	38ХС
Модуль продольной упругости в диапазоне от 20 до 100 °С E , МН/м ²	2,11	2,01	2,07 ^{20°}	2,05	2,03
Температурный коэффициент линейного расширения α , $10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$	11,9	11,5	13,0	11,5	12,3
Условный предел текучести σ_T , Н/мм ²	785 ⁺	835 ⁺	885 ⁺	885 ⁺	735 ⁺
Твердость по Бринеллю, HB	217	170	229	217	255
Примечания.					
¹ Индекс 20° означает, что данное значение соответствует этой температуре.					
² Если значение условного предела текучести дано со знаком «плюс», то это значит, что данная величина получается только после термообработки детали.					
³ Коэффициент линейного расширения чугуна принимать для расчетов $10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$					

Таблица 2.2 — Значение коэффициента Пуассона

Конструкционный материал	Значение коэффициента Пуассона	Рекомендуется для расчета
Сталь углеродистая	0,24—0,28	0,260
Сталь легированная	0,25—0,3	0,275
Чугун белый, серый	0,23—0,27	0,250

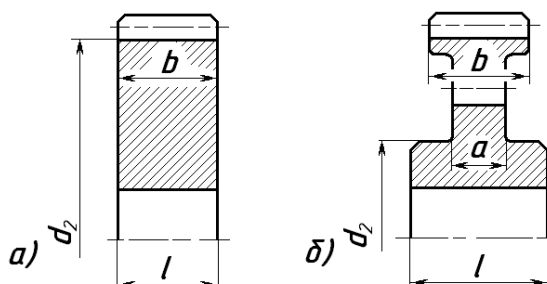


Рисунок 2.1 — Схема, поясняющая порядок определения диаметра d_2 при нахождении наименьшего расчётного натяга

$$c_b = 1 - 0,26 = 0,74$$

$$c_k = (70^2 + 110^2) / (110^2 - 70^2) + 0,275 = 2,636$$

Давление p , МН/м², на поверхности контакта колеса и вала определяется из неравенства

$$p \geq 2 \cdot T / \pi \cdot f \cdot D^2 \cdot L', \quad (2.5)$$

где $f = 0,14$ — коэффициент трения сопрягаемых деталей при сборке. Коэффициент можно выбрать по таблице 2.3.

Таблица 2.3 — Коэффициент трения

Материал деталей	Метод сборки		
	прессование	с нагревом	с охлаждением
Сталь—сталь	0,07	0,14	0,07
Сталь—чугун	—	0,1	—
Сталь (чугун)—бронза (латунь)	0,05		

L' — длина поверхности контакта зубчатого колеса и вала за вычетом фасок на ступице. Величину фасок можно приближенно принять в зависимости от диаметра вала:

интервал диаметров, мм	20—25	25—35	35—50	50—80
величина фаски, мм	1,6	2	2,5	3

$$p = 2 \cdot 800 / 3,14 \cdot 0,14 \cdot 0,07^2 \cdot (0,063 - 2 \cdot 0,003) = 13,03 \text{ МН/м}^2.$$

Далее путём подстановки полученных данных в формулу (2.1) находим наименьший расчётный натяг $N_{\min \text{ расч}}$, мкм,

$$N_{\min \text{ расч}} = 13,03 \cdot 10^6 \cdot 0,07 \cdot (0,74 / 1,97 \cdot 10^5 + 2,636 / 2,11 \cdot 10^5) = 14,82 \text{ мкм}.$$

Таким образом, заданный вращающий момент можно передать, создав натяг, равный 14,82 мкм (рис. 2.3, а). Мы выполнили сборку с нагревом зубчатого колеса и смятия неровностей не произошло [22]. Выступы и впадины на поверхности вала и отверстия колеса соединились «в замок» зайдя друг в друга, что повышает коэффициент трения и прочность сцепления при охлаждении колеса. Тепловая сборка в 1,2 — 2,5 раза увеличивает несущую способность соединений с натягом (сравните коэффициент трения в таблице 2.3 равный 0,07 при прессовании и 0,14 при тепловой сборке). Для стальных деталей, необходимая температура нагрева охватываемой детали подсчитывается по формуле $t = (1350 / D + 90)$ °С. Температура нагрева не должна приводить к структурным изменениям материала: для стали это 230—250 °С. Минимальный зазор, необходимый для свободного соединения деталей, равен 0,01 мм при диаметре сопряжения от 30 до 80 мм, при диаметре свыше 80 до 180 мм — 0,015 мм, при 180—400 мм нужен зазор 0,02 мм.

А при сборке запрессовкой вала в зубчатое колесо происходит смятие шероховатостей, что приводит к уменьшению диаметра вала, и увеличению диаметра отверстия (рис. 2.3, б). Это, в свою очередь уменьшит натяг (рис. 2.3, в) т. к. сопряженными фактически окажутся детали с другими размерами.

Поэтому, при сборке прессованием, чтобы не произошло ослабление посадки, надо ввести поправку $u_{\text{ш}}$ на произошедшее изменение диаметров деталей, которая определяется из выражения:

$$u_{\text{ш}} = 5,5 \cdot (Ra_b + Ra_k) \text{ мкм}, \quad (2.6)$$

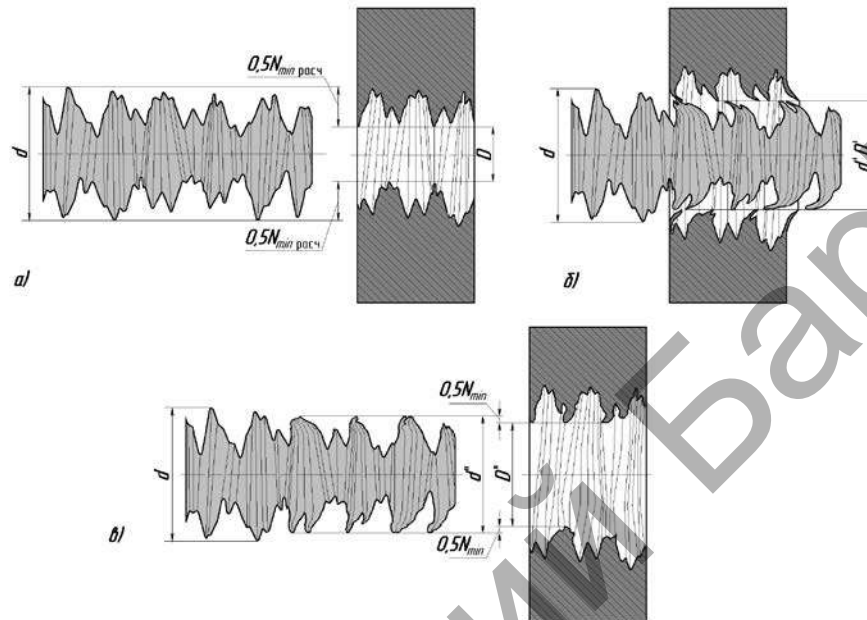
где Ra_b и Ra_k — величины шероховатости сопрягаемых поверхностей вала и отверстия ступицы колеса. Есть два способа назначения шероховатости в нашем случае:

- расчётный, по которому $Ra \leq 0,05IT_D \rightarrow Ra_b = 0,05 \cdot 19 = 0,95$ предпочтительное значение $Ra_b = 0,8$ мкм, $Ra_k = 0,05 \cdot 30 = 1,5 \approx 1,6$ мкм (точность вала как обычно принята по 6-му качеству, а отверстия — по 7-му);

- табличный, при котором шероховатость выбирают в зависимости от метода обработки поверхностей. Вал для получения точности по 6-му качеству надо шлифовать, что даст шероховатость $Ra_B = 0,8—1,6$ мкм, а отверстие можно тонко расточить ($Ra_K = 0,4—0,8$) или однократно прошлифовать ($Ra_K = 0,8—1,6$).

$$u = 5,5 \cdot (0,8 + 1,6) = 9,6 \text{ мкм.}$$

Если судить по этой формуле, то снятие шероховатости в 5,5 раза больше, чем сама шероховатость!



a — вид шероховатостей до запрессовки; *б* — шероховатость в собранном соединении; *в* — натяг и шероховатости после рассоединения деталей

Рисунок 2.2 — Изменение диаметров деталей и величины натяга при сборке прессованием

Кроме того, величина натяга может отличаться от расчетной из-за различия коэффициентов линейного расширения вала и зубчатого колеса. При разных температурах сборки и работы редуктора может произойти как уменьшение, так и увеличение натяга.

При определении температурной поправки для простоты считаем, что процесс работы редуктора стабильный и рабочая температура обеих деталей одинаковая. Поправка u_t , мкм, для учета разницы линейного расширения определяется по формуле

$$u_t = (\alpha_K - \alpha_B)(t - t_{PK}) D, \quad (2.7)$$

где $\alpha_K = 11,6 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ — температурный коэффициент линейного расширения материала колеса, сталь 40X (см. табл. 2.2);

$\alpha_B = 12,0 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ — температурный коэффициент линейного расширения материала вала, сталь 35;

$t_{PK} = t_{PB} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$ — рабочая температура деталей по условию;

$t = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ — нормальная температура измерения деталей в нерабочем состоянии редуктора [ГОСТ 8.050].

$$u_t = (11,6 \cdot 10^{-6} - 12,0 \cdot 10^{-6}) (20 - 70) 0,07 = -0,0000014 \text{ м} = -1,4 \text{ мкм.}$$

Поскольку коэффициент линейного расширения охватываемой детали больше, чем охватывающей, при достижении деталями рабочей температуры произойдет усиление посадки на 1,4 мкм и поправка принята со знаком «минус».

На величину натяга влияет неравномерность обжатия по длине шейки вала ступицей зубчатого колеса. Коэффициент, учитывающий неравномерное распределение давления по длине сопряжения $u_{уд}$, мкм, находим по формуле

$$u_{уд} = (L / D)^{0,95} = (0,063 / 0,07)^{0,95} = 0,9. \quad (2.8)$$

Возможны и другие неблагоприятные случаи. Поэтому в величину наименьшего натяга, полученного в процессе расчета, можно внести еще несколько поправок.

Для рассчитываемого случая наименьший функциональный натяг $N_{min \phi}$, мкм, при котором обеспечивается передача вращающего момента за счёт сил трения, равен

$$N_{min \phi} = (N_{min \text{ расч}} + u_t) \cdot u_{уд}. \quad (2.9)$$

$$N_{min \phi} = (14,82 - 1,4) \cdot 0,9 = 12,08 \text{ мкм}.$$

Исходя из условий эксплуатации редуктора, возможен учет и других поправок.

Для учёта случайных нагрузок, наименьший функциональный натяг увеличиваем на величину коэффициента запаса прочности. Для нашего редуктора общего назначения примем коэффициент $k = 1,5$. Тогда:

$$N_{min \text{ ок}} = k \cdot N_{min \phi} \quad (2.10)$$

$$N_{min \text{ ок}} = 1,5 \cdot 12,08 = 18,12 \text{ мкм}.$$

Сейчас надо выбрать посадку. Исходя из экономических соображений, посадка выбирается в системе отверстия. При расчете шероховатости качеством точности отверстия уже принят 7-ой, а вала — 6-ой. В соответствии с расчетом надо чтобы максимальный размер отверстия был меньше минимального размера вала примерно на 19 мкм (рис. 2.3). Больше или меньше в разумных пределах ($\pm 10\%$) можно. Но надо помнить, что чрезмерный натяг может не позволить выполнить второе условие из системы (2.1), а также потребует повышенных усилий запрессовки и более мощного прессового оборудования, которое стоит дороже и делает более дорогой операцию запрессовки и соответственно деталь, что никому не надо. Важным экономическим требованием является применение стандартных посадок из числа предпочтительных и рекомендуемых (табл. 3 приложения 1 ГОСТ 25347—82 «ОНВ ЕСДП Поля допусков и рекомендуемые посадки»):

а) предпочтительные посадки:

- H7/e8, H7/f7, H7/g6, H7/H6, H7/js6, H7/k6, H7/m6, H7/p6, H7/r6, H7/s6;
- H8/e8, H8/d9, H8/H7, H8/H8;
- H9/d9;
- H11/d11, H11/H11;

б) рекомендуемые посадки:

- H5/g4, H5/h4, H5/js4, H5/k4, H5/m4, H5/n4;
- H6/f5, H6/g5, H6/h5, H6/js5, H6/k5, H6/m5, H6/n5, H6/p5, H6/r5, H6/s5;
- H7/c8, H7/d8, H7/e7, H7/m6, H7/s7, H7/t6;
- H8/e8, H8/d8, H8/f7, H8/f7, H8/js7, H8/k7, H8/m7, H8/n7, H8/s7, H8/e9, H8/f9, H8/h9;
- H9/t8, H9/t9, H9/f8, H9/f9, H9/h8, H9/H9;
- H10/d10, H10/h9, H10/h10;
- H11/a11, H11/b11, H11/c11;
- H12/b12; H12/h12.

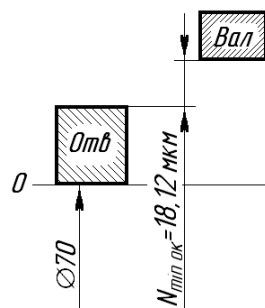


Рисунок 2.3 — Основное требование к выбираемой посадке — величина минимального окончательного натяга $N_{min \text{ ок}}$

По ГОСТ 25346—89 «Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений» (см. рис. 1.1 пособия) в соответствии с расчётным натягом выбираем посадку H7/s6 (относится к рекомендуемым). Для данной посадки (рис. 2.4): диаметр отверстия $70^{+0,03}$, диаметр вала $70^{+0,078}_{+0,059}$. Наименьший натяг N_{min} , мм,

$$p_{\text{доп к}} \leq 0,58 \sigma_{\tau 2} \cdot [1 - (D / d_2)^2]$$

Исходя этого можно говорить, что для увеличения запаса прочности детали (k_v или k_k) надо добиваться уменьшения возникшего в посадке давления (p) на поверхности контакта колеса и вала или увеличения допустимого материалом деталей давления, коэффициент запаса прочности которой меньше 1. Это можно сделать:

- увеличив коэффициент трения f между валом и ступицей колеса, что в нашем случае почти исчерпано, хотя если собрать детали с оцинкованными поверхностями, то коэффициент трения будет больше;
- увеличив номинальный диаметр соединения D ;
- увеличив длину L' сопряженной поверхности вала и колеса;
- подвергнув детали термической обработке (закалке), что повысит их прочность и предел текучести материал σ_T ;
- заменить материал заготовки на имеющий большее значение предела текучести σ_T .

После изготовления деталей, их надо собрать. Сборка соединений с натягом может быть продольной (под прессом) или поперечной (с нагревом охватывающей детали (что мы и сделали) или охлаждением охватываемой). При сборке под прессом детали соединения взаимно перемещаются по продольной оси. На качество запрессовки оказывает влияние наличие фаски. Наилучшее качество соединения получается при угле фаски 10° . Скорость запрессовки должна быть от 2 до 5 мм/с. Технологи при выборе оборудования для сборки вала с зубчатым колесом, надо знать усилие запрессовки. Это усилие определяют по формуле:

$$F = \pi p_{\text{max}} D L' f', \text{ МН} \quad (2.16)$$

где $f' = 0,07$ — коэффициент трения при сборке прессованием (без нагрева колеса).

$$F = 3,14 \cdot 67,81 \cdot 0,07 \cdot (0,063 - 2 \cdot 0,003) \cdot 0,07 = 0,2 \text{ МН.}$$

2.2 Выбор средств измерения для сопрягаемых поверхностей

Выбор средств измерения зависит от типа производства. В единичном производстве используют универсальные средства измерения (СИ) и только отдельные элементы проверяют с помощью предельных калибров. Это резьба, шлицы.

В приведенной выше задаче мы определили только две поверхности: диаметр отверстия $70^{+0,03}$ и диаметр вала $70^{+0,078}_{+0,059}$. Для единичного производства выбор СИ выполняется в порядке, приведенном в таблице 2.4.

Таблица 2.4 — Назначение СИ для сопрягаемых поверхностей

Размер, мм	Квалитет	Допуск, мкм	Допускаемая погрешность измерения, мкм	Допускаемая погрешность измерения средства измерения, мкм	Выбранное средство измерения, наименование и обозначение
70	7	30	9	5	Нутромер индикаторный с диапазоном измерения 50—100 мм, класса точности 1 Нутромер НИ 50—100—1 ГОСТ 868—82
70	6	19	5	4	Скоба рычажная со встроенным в корпус отсчетным устройством Скоба СР 75 ГОСТ 11098—75

Порядок заполнения первых трех столбцов таблицы 1 не вызывает сомнений: данные берутся из расчетов. Чтобы заполнить четвертый столбец «Допускаемая погрешность измерения», надо взять ГОСТ 8.051—81 «ГСОЕИ Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм» (табл. 2.5). По таблице на пересечении строки, соответствующей интервалу размеров, в который входит измеряемый размер (наш размер 70 мм входит в интервал размеров свыше 50 мм до 80 мм), и столбцов, соответствующих 7-му и 6-му квалитетам указаны допуски (30 мкм и 19 мкм соответственно), которые мы

уже поставили в третьем столбце своей таблицы, а рядом справа от значений допусков — искомые допускаемые погрешности измерения 9 мкм и 5 мкм.

Таблица 2.5 — Допускаемые погрешности измерений (δ) в зависимости от допусков IT (извлечение из ГОСТ 8.051)

В микрометрах

Номинальные размеры, мм	5		6		7		8		9		10		11		12		13		14		
	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	
Св. 3 до 6	5	1,6	8	2	12	3	18	4	30	8	48	10	75	16	120	30	180	40	300	60	
« 6 « 10	6	2,0	9	2	15	4	22	5	36	9	58	12	90	18	150	30	220	50	360	80	
« 10 « 18	8	2,8	11	3	18	5	27	7	43	10	70	14	110	30	180	40	270	60	430	90	
« 18 « 30	9	3,0	13	4	21	6	33	8	52	12	84	18	130	30	210	50	330	70	520	120	
« 30 « 50	11	4,0	16	5	25	7	39	10	62	16	100	20	160	40	250	50	390	80	620	140	
« 50 « 80	13	5,0	19	6	30	9	46	12	74	18	120	30	190	40	300	60	460	100	740	160	
« 80 « 120	15	6,0	22	7	35	10	54	15	87	20	140	30	220	50	350	70	540	120	870	180	
« 120 « 180	18	7,0	25	8	40	12	63	16	100	20	160	40	250	50	400	80	630	140	1000	200	
« 180 « 250	20	8,0	29	8	46	12	72	18	115	30	185	40	290	60	460	100	720	160	1150	240	
« 250 « 315	23	9,0	32	10	52	14	81	20	130	210	320	70	520	120	810	180	1300	260			
« 315 « 400	25	10,0	36	10	57	16	89	24	140	40	230	50	360	80	570	120	890	180	1400	280	

После определения допускаемых погрешностей измерения надо подобрать СИ, у которых предельная погрешность измерения равна или немного меньше допускаемых погрешностей измерения. Искать надо в стандартах на средства измерения. Отверстие $70^{+0,03}$ можно измерить разными СИ, но у многих из них предельная погрешность измерения больше 9 мкм. Даже нутромер индикаторный с индикатором часового типа дает погрешность измерения в данном диапазоне размеров 15 мкм, что больше 9 мкм. Но, если в нутромере индикатор часового типа заменить на головку рычажно-зубчатую, то ее погрешность 6,5 мкм меньше предельно допустимой. Значит такое СИ подходит. Аналогично выбрано СИ для вала. Заполняем пятый и шестой столбцы таблицы 1.

Таким образом, при выборе СИ надо знать виды СИ и что и чем можно измерить.

В массовом производстве для проверки годности размеров деталей средней и грубой точности (от 6-го до 17-го квалитета) используют предельные калибры. Для отверстий — это пробки. В зависимости от проверяемого диаметра, они имеют различную конструкцию и выпускаются в соответствии с различными стандартами (ГОСТ 14807—69—ГОСТ 14827—69). Наиболее часто применяют следующие:

- ГОСТ 14807—69 «Калибры-пробки гладкие двусторонние со вставками диаметром от 1 до 6 мм. Конструкция и размеры». Пример уловного обозначения гладкого двустороннего калибра-пробки $D_{\text{номин.}} = 1,4$ мм для контроля отверстия с полем допуска $H7$:

Калибр-пробка 8133-0607 $H7$ ГОСТ 14807—69;

- ГОСТ 14810—69 «Калибры-пробки гладкие двусторонние со вставками диаметром свыше 3 до 50 мм. Конструкция и размеры» (рис. 2.5). Пример уловного обозначения гладкого двустороннего калибра-пробки $D_{\text{номин.}} = 4$ мм для контроля отверстия с полем допуска $H9$:

Калибр-пробка 8133-0906 $H9$ ГОСТ 14810—69;

- ГОСТ 14815—69 «Калибры-пробки гладкие непроходные с насадками диаметром свыше 50 до 100 мм». Пример уловного обозначения гладкого непроходного калибра-пробки с насадкой $D_{\text{номин.}} = 70$ мм для контроля отверстия с полем допуска $H7$ (наш любимый размер):

Калибр-пробка 8136-0009 $H7$ ГОСТ 14815—69;

- ГОСТ 14816—69 «Калибры-пробки гладкие проходные с насадками диаметром свыше 50 до 100 мм». Пример уловного обозначения гладкого проходного калибра-пробки с насадкой $D_{\text{номин.}} = 70$ мм для контроля отверстия с полем допуска $H7$:

Калибр-пробка 8136-0109 $H7$ ГОСТ 14816—69.

И другие стандарты. Восьмизначные (децимальные) обозначения пробок выбираются из таблиц стандартов в зависимости от диаметра отверстия в миллиметрах. Ниже приведено извлечение из таблиц этих стандартов с обозначениями пробок для отверстий диаметром от 19 до 90 мм (табл. 2.6, 2.7).

Таблица 2.6 — Номера пробок гладких двусторонних со вставками. Извлечение из ГОСТ 14810, ГОСТ 14815

Обозначение калибра-пробки	$D_{\text{номин.}}$	Обозначение калибра-пробки	$D_{\text{номин.}}$	Обозначение калибра-пробки	$D_{\text{номин.}}$	Обозначение калибра-пробки	$D_{\text{номин.}}$
8133-0933	19	8133-0946	32	8133-0959	46	8136-0007	65
8133-0934	20	8133-0947	33	8133-0960	47	8136-0024	67
8133-0935	21	8133-0948	34	8133-0961	48	8136-0009	70
8133-0936	22	8133-0949	35	8133-0963	50	8136-0025	71
8133-0937	23	8133-0950	36	8136-0001	52	8136-0010	72
8133-0938	24	8133-0951	37	8136-0022	53	8136-0011	75
8133-0939	25	8133-0952	38	8136-0002	55	8136-0012	78
8133-0940	26	8133-0953	39	8136-0023	56	8136-0013	80
8133-0941	27	8133-0954	40	8136-0003	58	8136-0014	82
8133-0942	28	8133-0955	41	8136-0004	60	8136-0015	85
8133-0943	29	8133-0956	42	8136-0005	62	8136-0016	88
8133-0944	30	8133-0957	44	8136-0006	63	8136-0017	90
8133-0945	31	8133-0958	45	—			

Таблица 2.7 — Номера калибров-пробок гладких проходных и непроходных с насадками. Извлечение из ГОСТ 14815 и ГОСТ 14816

Номера калибров-пробок гладких проходных по ГОСТ 14815				Номера калибров-пробок гладких непроходных по ГОСТ 14816			
Обозначение калибра-пробки	$D_{\text{номин.}}$	Обозначение калибра-пробки	$D_{\text{номин.}}$	Обозначение калибра-пробки	$D_{\text{номин.}}$	Обозначение калибра-пробки	$D_{\text{номин.}}$
8136-0001	52	8136-0009	70	8136-0101	52	8136-0109	70
8136-0022	53	8136-0025	71	8136-0122	53	8136-0125	71
8136-0002	55	8136-0010	72	8136-0102	55	8136-0110	72
8136-0023	56	8136-0011	75	8136-0123	56	8136-0111	75
8136-0003	58	8136-0012	78	8136-0103	58	8136-0112	78
8136-0004	60	8136-0013	80	8136-0104	60	8136-0113	80
8136-0005	62	8136-0014	82	8136-0105	62	8136-0114	82
8136-0006	63	8136-0015	85	8136-0106	63	8136-0115	85
8136-0007	65	8136-0016	88	8136-0107	65	8136-01016	88
8136-0024	67	8136-0017	90	8136-0124	67	8136-0117	90

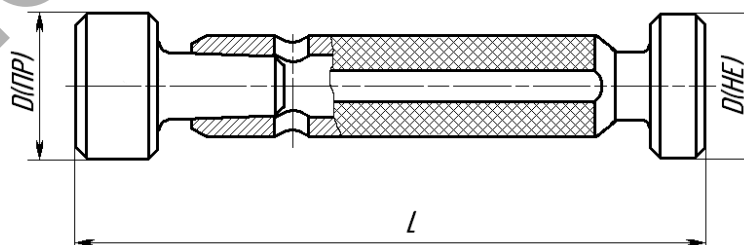


Рисунок 2.5 — Так выглядит калибр-пробка гладкая двусторонняя со вставками диаметром свыше 3 до 50 мм

Для контроля валов используют, как правило, калибры-скобы односторонние двупредельные по ГОСТ 18360—93 «Калибры-скобы листовые для диаметров от 3 до 260 мм. Размерь». Пример условного обозначения гладкого одностороннего калибра-скобы диаметром $D_{\text{ном.}} = 70$ мм для контроля вала с полем допуска s_6 (табл. 2.8):

Калибр-скоба 8113-0149 s6 ГОСТ18360—93.

Таблица 2.8 — Номера калибров-скоб листовых. Извлечение из ГОСТ 18360

Обозначение калибров-скоб	D _{номинал} , мм	Обозначение калибров-скоб	D _{номинал} , мм	Обозначение калибров-скоб	D _{номинал} , мм	Обозначение калибров-скоб	D _{номинал} , мм
8113-0111	19	8113-0124	32	8113-0137	46	8113-0147	65
8113-0112	20	8113-0125	33	8113-0138	47	8113-0164	67
8113-0113	21	8113-0126	34	8113-0139	48	8113-0149	70
8113-0114	22	8113-0127	35	8113-0140	50	8113-0165	71
8113-0115	23	8113-0128	36	8113-0141	52	8113-0150	72
8113-0116	24	8113-0129	37	8113-0162	53	8113-0151	75
8113-0117	25	8113-0130	38	8113-0142	55	8113-0152	78
8113-0118	26	8113-0131	39	8113-0163	56	8113-0153	80
8113-0119	27	8113-0132	40	8113-0143	58	8113-0154	82
8113-0120	28	8113-0133	41	8113-0144	60	8113-0155	85
8113-0121	29	8113-0134	42	8113-0145	62	8113-0156	88
8113-0122	30	8113-0135	44	8113-0146	63	8113-0157	90
8113-0123	31	8113-0136	45	—			

Использованные источники

- 1 ГОСТ 8.051—81 ГСОЕИ Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм.
- 2 ГОСТ 868—82 Нутромеры индикаторные с ценой деления 0,01 мм. Технические условия.
- 3 ГОСТ 1050-88 Прокат сортовой, калиброванный, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. Общие технические условия.
- 4 ГОСТ 4543-71 Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия.
- 5 ГОСТ 11098—75 Скобы с отсчетным устройством. Технические условия.
- 6 ГОСТ 14807—69 «Калибры-пробки гладкие двусторонние со вставками диаметром от 1 до 6 мм. Конструкция и размеры.»
- 7 ГОСТ 14810—69 «Калибры-пробки гладкие двусторонние со вставками диаметром свыше 3 до 50 мм. Конструкция и размеры»
- 8 ГОСТ 14815—69 «Калибры-пробки гладкие непроходные с насадками диаметром свыше 50 до 100 мм».
- 9 ГОСТ 14816—69 «Калибры-пробки гладкие проходные с насадками диаметром свыше 50 до 100 мм».
- 10 ГОСТ 18360—93 Калибры-скобы листовые для диаметров от 3 до 260 мм. Размеры.
- 11 ГОСТ 18833—73 Головки измерительные рычажно-зубчатые. Технические условия.
- 12 Дунин-Барковский И. В. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. Учебник. — М.: Издательство стандартов. 1987, 352 с., ил.
- 13 Коэффициент запаса. Электронный ресурс <http://www.stresscalc.ru/help.php?num=2> Время доступа 27.07.12 в 21-11.
- 14 Коэффициент линейного расширения – справочник. Электронный ресурс <http://www.stresscalc.ru/alp.php> Время доступа 13.04.12 в 20-27.
- 15 Модули упругости и коэффициенты Пуассона для некоторых материалов. Электронный ресурс http://www.sopromat.org.ua/sopromat_files/sprav/mod_pr.htm Время доступа 23.01.15
- 16 Неразбираемые соединения. Прессовые соединения. Электронный ресурс <http://www.elmashina.ru/content/view/80/42/> Время доступа 29.07.12 в 20-00.
- 17 Покровский Б.С. Механосборочные работы и их контроль: Учеб. Пособие для ПТУ. – М.: Высш. шк., 1989. – 271 с., ил.
- 18 Пряхин А.В., Арчибасов А.С. Анализ значений коэффициентов запаса прочности для различных материалов. Электронный ресурс <http://www.rae.ru/forum2012/15/2722> Время доступа 27.07.12 в 21-31.
- 19 Физические свойства. Коэффициент линейного расширения. Электронный ресурс http://www.stresscalc.ru/alp/alp_m.php?get=1 Время доступа 10.02.12 в 12-42.

Из теории вероятностей известно, что если простые события (в нашем случае это действительные размеры деталей) подчиняются закону нормального распределения, то и сложные события, основой которых являются простые (посадка с конкретными величинами зазора или натяга), подчиняются тому же закону. Поэтому, нахождение доли вероятных натягов и зазоров посадки производим путем алгебраического суммирования центров полей допусков деталей.

Рассмотрим отверстие: номинальный диаметр 45 мм, по ГОСТ 25346 определяем, что $EI=0$, $IT7=25$ мкм.

$$\begin{aligned} ES &= 0 + 25 = 25 \text{ мкм}, \\ D_{\max} &= 45,000 + 0,025 = 45,025 \text{ мм}, \\ D_{\min} &= 45,000 + 0,000 = 45,000 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Для вала: номинальный диаметр $d = 45$ мм, по ГОСТ 25346 $ei = 9$ мкм, $IT6 = 16$ мкм.

$$\begin{aligned} es &= 9 + 16 = 25 \text{ мкм}, \\ d_{\max} &= 45,000 + 0,025 = 45,025 \text{ мм}, \\ d_{\min} &= 45,000 + 0,009 = 45,009 \text{ мм}, \end{aligned}$$

Определим средние значения диаметров вала и отверстия:

$$D_m = (D_{\max} + D_{\min}) / 2 = (45,025 + 45,000) / 2 = 45,0125 \text{ мм}, \quad (3.1)$$

$$d_m = (d_{\max} + d_{\min}) / 2 = (45,025 + 45,009) / 2 = 45,017 \text{ мм}. \quad (3.2)$$

В переходной посадке определяется только максимальный зазор соединения:

$$S_{\max} = 45,025 - 45,009 = 0,016 \text{ мм},$$

и максимальный натяг соединения:

$$N_{\max} = 45,025 - 45,000 = 0,025 \text{ мм}.$$

Вычислим допуск посадки $T_{S(N)}$, который определяет точность, а следовательно и стоимость изготовления соединения: $T_{S(N)} = S_{\max}(N_{\max}) - S_{\min}(N_{\min})$ — это для посадок с зазором (S) или с натягом (N). Для переходных посадок, натяг в расчётах принимают за отрицательный зазор и определяют по формуле $T_{SN} = S_{\max} + N_{\max}$. Но, чтобы не дурить голову и не запоминать лишнего, для всех типов посадок можно применять формулу:

$$T_{SN} = IT_D + IT_d = 0,025 + 0,016 = 0,041 \text{ мм}. \quad (3.3)$$

Сейчас можно построить схему расположения полей допусков посадки (рис. 3.1)

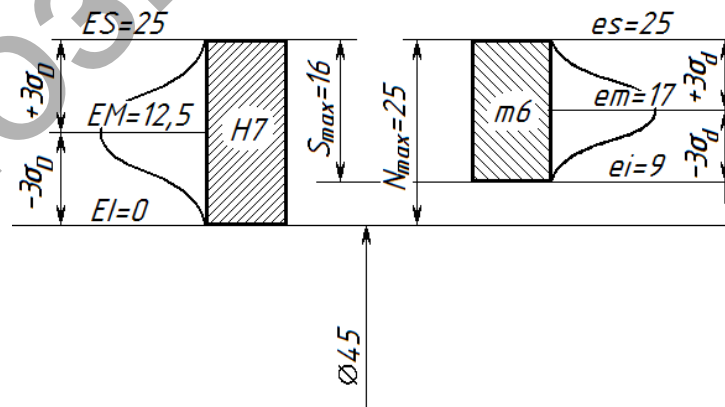


Рисунок 3.1 — Схема расположения полей допусков сопряжения $\text{Ø}45\text{H}7/\text{m}6$ и вероятности распределения размеров

В соответствии с принятым нормальным законом распределения размеров рассчитываем предельные значения вероятных зазоров (натягов). В рассматриваемом сопряжении $D_{cp} < d_{cp}$. Поэтому в данном сопряжении будет большая вероятность возникновения натягов. Рассчитываем математическое ожидание появления натягов:

$$M_N = d_m - D_m = 45,017 - 45,0125 = 0,0045 \text{ мм} \quad (3.4)$$

и стандартное отклонение натягов через среднее квадратическое отклонение:

$$\sigma_{(S, N)} = 1 / 6 \cdot \sqrt{IT6^2 + IT5^2} = 1 / 6 \cdot \sqrt{25^2 + 16^2} = 4,950 \text{ мкм.} \quad (3.5)$$

Рабочий, обрабатывая поверхность, стремится, чтобы действительный размер получался где-то посередине поля допуска. Поэтому детали, имеющие предельно допустимые или близкие к ним действительные размеры, встречаются крайне редко. Исходя из этого, вероятный диапазон рассеяния зазоров и натягов в посадке с вероятностью 99,73% принимается равным $6\sigma_{S, N}$, т. е. несколько меньшим, чем максимально допустимый. Для построения графика получения вероятных натягов и зазоров в нашей посадке определим численное значение вероятного допуска посадки, который равен:

$$\begin{aligned} T_{S, N \text{ в}} &= 6 \cdot \sigma_{S, N} \text{ мкм,} \\ T_{S, N \text{ в}} &= 4,95 \cdot 6 = 29,7 \text{ мкм,} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Поскольку мы приняли, что центр рассеяния действительных размеров детали совпадает с серединой поля допуска, тогда его крайние значения отстоят от нулевой точки на расстоянии:

$$0,5T_{S, N \text{ в}} = 3 \cdot \sigma_{S, N} = 3 \cdot 4,95 = 14,85 \text{ мкм.} \quad (3.7)$$

Значит, по оси абсцисс от центра кривой рассеяния откладываем значения $\pm 3\sigma_{S, N} = 14,85$ мкм и отмечаем точку, соответствующую математическому ожиданию появления натягов M_N на расстоянии плюс 4,5 мкм от нулевой точки (рис. 3.2). Сейчас можно определить предельные значения вероятных зазоров и натягов, которые тоже проставим на рисунке:

$$S_{\text{max в}} = 0,5T_{S, N \text{ в}} - M_N = 14,85 - 4,5 = 10,35 \text{ мкм} \quad (3.8)$$

$$N_{\text{max в}} = 0,5T_{S, N \text{ в}} + M_N = 14,85 + 4,5 = 19,35 \text{ мкм.} \quad (3.9)$$

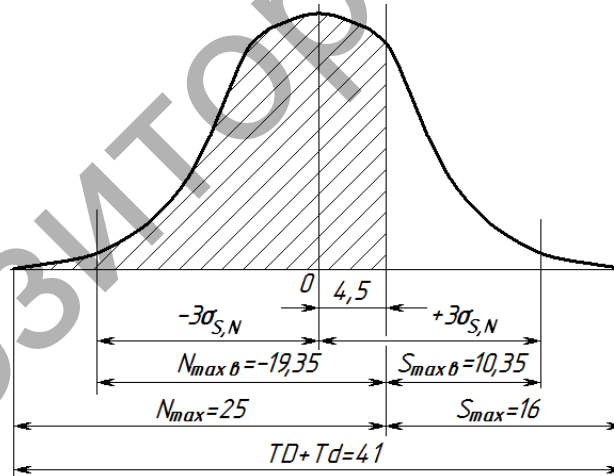


Рисунок 3.2 — Кривая графика получения вероятных натягов и зазоров в посадке $\text{Ø}45\text{H}7/\text{m}6$

Вероятность получения зазоров и натягов находим с использованием табличных значений нормированной функции нормального распределения $\Phi(x)$. Для этого определяем значение x случайной величины:

$$x = M_N / \sigma_{S, N} = 4,5 / 4,95 = 0,9091. \quad (3.10)$$

По таблице 3.1 значений функции Лапласа (рис. 3.3) находим значение нормированной функции нормального распределения $\Phi(x)$.



Рисунок 3.3 — Пьер-Симон маркиз де Лаплас.
Французский математик, механик, физик и астроном, член Парижской Академии наук
(23.03.1749—05.03.1827)

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{z^2}{2}} dz$$

Таблица 3.1 — Значения функции Лапласа

x	Φ(x)	x	Φ(x)	x	Φ(x)	x	Φ(x)	x	Φ(x)	x	Φ(x)
0,00	0,00000	0,50	0,19146	1,00	0,34134	1,50	0,43319	2,00	0,47725	3,00	0,49865
0,01	0,00399	0,51	0,19497	1,01	0,34375	1,51	0,43448	2,02	0,47831	3,05	0,49886
0,02	0,00798	0,52	0,19847	1,02	0,34614	1,52	0,43574	2,04	0,47932	3,10	0,49903
0,03	0,01197	0,53	0,20194	1,03	0,34849	1,53	0,43699	2,06	0,48030	3,15	0,49918
0,04	0,01595	0,54	0,20540	1,04	0,35083	1,54	0,43822	2,08	0,48124	3,20	0,49931
0,05	0,01994	0,55	0,20884	1,05	0,35314	1,55	0,43943	2,10	0,48214	3,25	0,49942
0,06	0,02392	0,56	0,21226	1,06	0,35543	1,56	0,44062	2,12	0,48300	3,30	0,49952
0,07	0,02790	0,57	0,21566	1,07	0,35769	1,57	0,44179	2,14	0,48382	3,35	0,49960
0,08	0,03188	0,58	0,21904	1,08	0,35993	1,58	0,44295	2,16	0,48461	3,40	0,49966
0,09	0,03586	0,59	0,22240	1,09	0,36214	1,59	0,44408	2,18	0,48537	3,45	0,49972
0,10	0,03983	0,60	0,22575	1,10	0,36433	1,60	0,44520	2,20	0,48610	3,50	0,49977
0,11	0,04380	0,61	0,22907	1,11	0,36650	1,61	0,44630	2,22	0,48679	3,55	0,49981
x	Φ(x)	x	Φ(x)	x	Φ(x)	x	Φ(x)	x	Φ(x)	x	Φ(x)
0,12	0,04776	0,62	0,23237	1,12	0,36864	1,62	0,44738	2,24	0,48745	3,60	0,49984
0,13	0,05172	0,63	0,23565	1,13	0,37076	1,63	0,44845	2,26	0,48809	3,65	0,49987
0,14	0,05567	0,64	0,23891	1,14	0,37286	1,64	0,44950	2,28	0,48870	3,70	0,49989
0,15	0,05962	0,65	0,24215	1,15	0,37493	1,65	0,45053	2,30	0,48928	3,75	0,49991
0,16	0,06356	0,66	0,24537	1,16	0,37698	1,66	0,45154	2,32	0,48983	3,80	0,49993
0,17	0,06749	0,67	0,24857	1,17	0,37900	1,67	0,45254	2,34	0,49036	3,85	0,49994
0,18	0,07142	0,68	0,25175	1,18	0,38100	1,68	0,45352	2,36	0,49086	3,90	0,49995
0,19	0,07535	0,69	0,25490	1,19	0,38298	1,69	0,45449	2,38	0,49134	3,95	0,49996
0,20	0,07926	0,70	0,25804	1,20	0,38493	1,70	0,45543	2,40	0,49180	4,00	0,49997
0,21	0,08317	0,71	0,26115	1,21	0,38686	1,71	0,45637	2,42	0,49224	4,05	0,49997
0,22	0,08706	0,72	0,26424	1,22	0,38877	1,72	0,45728	2,44	0,49266	4,10	0,49998
0,23	0,09095	0,73	0,26730	1,23	0,39065	1,73	0,45818	2,46	0,49305	4,15	0,49998
0,24	0,09483	0,74	0,27035	1,24	0,39251	1,74	0,45907	2,48	0,49343	4,20	0,49999
0,25	0,09871	0,75	0,27337	1,25	0,39435	1,75	0,45994	2,50	0,49379	4,25	0,49999
0,26	0,10257	0,76	0,27637	1,26	0,39617	1,76	0,46080	2,52	0,49413	4,30	0,49999
0,27	0,10642	0,77	0,27935	1,27	0,39796	1,77	0,46164	2,54	0,49446	4,35	0,49999
0,28	0,11026	0,78	0,28230	1,28	0,39973	1,78	0,46246	2,56	0,49477	4,40	0,49999
0,29	0,11409	0,79	0,28524	1,29	0,40147	1,79	0,46327	2,58	0,49506	4,45	0,50000

0,30	0,11791	0,80	0,28814	1,30	0,40320	1,80	0,46407	2,60	0,49534	4,50	0,50000
0,31	0,12172	0,81	0,29103	1,31	0,40490	1,81	0,46485	2,62	0,49560	4,55	0,50000
0,32	0,12552	0,82	0,29389	1,32	0,40658	1,82	0,46562	2,64	0,49585	4,60	0,50000
0,33	0,12930	0,83	0,29673	1,33	0,40824	1,83	0,46638	2,66	0,49609	4,65	0,50000
0,34	0,13307	0,84	0,29955	1,34	0,40988	1,84	0,46712	2,68	0,49632	4,70	0,50000
0,35	0,13683	0,85	0,30234	1,35	0,41149	1,85	0,46784	2,70	0,49653	4,75	0,50000
0,36	0,14058	0,86	0,30511	1,36	0,41309	1,86	0,46856	2,72	0,49674	4,80	0,50000
0,37	0,14431	0,87	0,30785	1,37	0,41466	1,87	0,46926	2,74	0,49693	4,85	0,50000
0,38	0,14803	0,88	0,31057	1,38	0,41621	1,88	0,46995	2,76	0,49711	4,90	0,50000
0,39	0,15173	0,89	0,31327	1,39	0,41774	1,89	0,47062	2,78	0,49728	4,95	0,50000
0,40	0,15542	0,90	0,31594	1,40	0,41924	1,90	0,47128	2,80	0,49744	5,00	0,50000
0,41	0,15910	0,91	0,31859	1,41	0,42073	1,91	0,47193	2,82	0,49760		
x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$		
0,42	0,16276	0,92	0,32121	1,42	0,42220	1,92	0,47257	2,84	0,49774		
0,43	0,16640	0,93	0,32381	1,43	0,42364	1,93	0,47320	2,86	0,49788		
0,44	0,17003	0,94	0,32639	1,44	0,42507	1,94	0,47381	2,88	0,49801		
0,45	0,17364	0,95	0,32894	1,45	0,42647	1,95	0,47441	2,90	0,49813		
0,46	0,17724	0,96	0,33147	1,46	0,42785	1,96	0,47500	2,92	0,49825		
0,47	0,18082	0,97	0,33398	1,47	0,42922	1,97	0,47558	2,94	0,49836		
0,48	0,18439	0,98	0,33646	1,48	0,43056	1,98	0,47615	2,96	0,49846		
0,49	0,18793	0,99	0,33891	1,49	0,43189	1,99	0,47670	2,98	0,49856		

$\Phi(0,9091) \approx \Phi(0,91) = 0,31859$, что соответствует 31,9%. Таким образом, с учетом симметрии распределения ($P^n = 0,5$), вероятность получения натягов и зазоров в сопряжении $\text{Ø}45H7/m6$ равна:

$$\begin{aligned} P_N &= 0,5 + \Phi(z) = 50 + 31,9 = 81,9\% \\ P_S &= 100 - 81,9 = 18,1\% \end{aligned} \quad (3.11)$$

Следовательно, при сборке примерно 81,9 % всех соединений будут с зазорами и 18,1 % соединений — с натягами.

Этот расчет приближенный т. к. не учтено смещение центров группирования действительных размеров деталей относительно середины поля допуска.

Сравнив значения предельных и вероятных параметров, можно сделать вывод, что ввиду того, что предельные значения зазоров и натягов маловероятны, реальный допуск получится меньшим по сравнению с теоретическим примерно на треть.

Измерения параметров деталей, входящих в сопряжение с переходной посадкой, в единичном и массовом производствах выполняют средствами измерения, аналогичными, рассмотренным в разделе 2.

Использованная литература

1 Болдин Л. А. Основы взаимозаменяемости и стандартизации в машиностроении: Учебное пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с., ил.

2 Расчет допусков и посадок. Посадки переходные. Электронный ресурс <http://cncexpert.ru/dp011.htm> Время доступа 06.08.12 в 10-33.

3 Посадка (машиностроение). Материал из Википедии — свободной энциклопедии. Электронный ресурс http://ru.wikipedia.org/wiki/%CF%E0%E4%EA%E0_%28%EC%E0%F8%E8%ED%EE%F1%F2%F0%EE%E5%ED%E8%E5%29 Время доступа 06.08.12 в 10-36.

4 Таблица значений функции Лапласа. Электронный ресурс <http://natalymath.narod.ru/laplas.html> Время доступа 13.08.12 в 22-39

5 Колчков В. И. Выбор и расчет посадок. Метод. указ. МГМУ (МАМИ). — М. 2015. Электронный ресурс http://www.micromake.ru/old/metodiki/raschet_posadok.htm Время доступа 18.02.15 в 10-26

4 Расчёт посадки подшипника качения и измерения сопрягаемых с подшипниками поверхностей

Основными факторами, определяющими правильный выбор посадок, обеспечивающих высокую работоспособность подшипников (ГОСТ 3325—85 «Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки»), являются:

- вид нагружения колец подшипника;
- величина нагрузки (интенсивность нагружения);
- направления действия нагрузок;
- динамика действующих нагрузок;
- перепад температур между подшипником и валом;
- рабочий зазор в подшипнике.

Рассмотрим по порядку, как влияют названные параметры на выбор или назначение посадки кольца подшипника.

Во-первых, надо определить вид нагружения кольца подшипника, т. е. вращается или не вращается данное кольцо относительно действующей на него радиальной нагрузки. Под радиальной нагрузкой следует понимать равнодействующую всех радиальных сил, воздействующих на подшипник или тела качения.

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

Местное нагружение кольца — вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка F_r постоянно воспринимается одним и тем же ограниченным участком дорожки качения этого кольца и передается соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса (рис. 4.1). В соответствии со схемой получается, что результирующая радиальная нагрузка F_r от вала через внутреннее кольцо и шарики 4, 5 и 6 передается на наружное кольцо. Шарики 3 и 7 выполняют для внутреннего кольца центрирующую функцию и передают, особенно шарик 7, небольшую нагрузку. Шары 8, 1 и 2 не работают и нагрузки не передают. А сейчас давайте представим твердую бетонную лестницу в старом доме, по которой прошли тысячи мягких резиновых подошв с грузом своих хозяев. Что нам вспомнится? А то, что эти ступени за долгое время износились именно в том месте, где чаще всего ступали люди, а в других местах сохранились неплохо. Так и наружное кольцо подшипника на нашей схеме изнашивается в секторе 4, 5 и 6 шариков от длительной работы. Остальная часть беговой дорожки сохраниться целой. Что же можно придумать, чтобы износ был минимальным? Ответ: надо чтобы наружное кольцо подшипника медленно проворачивалось в гнезде корпуса, куда установлено. Для этого его посадка должна быть с зазором. Так и поступают: при местном нагружении кольца его устанавливают с зазором. Хотя для колец подшипника лучше подходит посадка с натягом. Ее применяют при циркуляционном нагружении. Многолетней практикой применения подшипников установлено, что соединение с валом или корпусом колец, вращающихся относительно нагрузки, должно осуществляться обязательно с натягом, исключая проворачивание и обкатывание кольцом сопряженной детали.

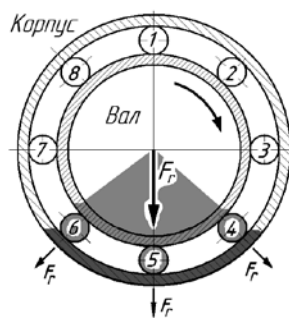


Рисунок 4.1 — Схема распределения радиальной нагрузки

Циркуляционное нагружение кольца — вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка воспринимается и передается телами качения в процессе вращения дорожки качения последовательно по всей ее длине и соответственно всей посадочной поверхности вала или корпуса. На схеме циркуляционное нагружение воспринимает внутреннее кольцо подшипника: сила F_r направлена в одну сторону, но кольцо поворачивается и сила действует на разные его участки, которые в этот момент и контактируют с шариками 4, 5, 6. В итоге минимальному и равномерному износу поочередно подвергаются все участки беговой дорожки внутреннего кольца, что существенно увеличивает долговечность подшипника.

Схема, когда внутреннее кольцо вращается вместе с валом и имеет циркуляционное нагружение, наблюдается у подшипников валов коробок передач и редукторов, колес приводных осей автомобилей, роторов электродвигателей. Схема циркуляционного нагружения наружного кольца лежит в основе работы подшипников неприводных колес автомобилей, в роликах конвейеров и т. п.

Колебательное нагружение кольца — вид нагружения, при котором неподвижное кольцо подшипника подвергается одновременному воздействию радиальных нагрузок: постоянной по направлению F_r и вращающейся F_c ($F_r \geq F_c$). Их равнодействующая $F_r + F_c$ совершает периодическое колебательное движение, симметричное относительно направления F_r , причем она периодически воспринимается последовательно через тела качения зоной нагружения кольца и передается соответствующим ограниченным участкам посадочной поверхности.

Если $F_r < F_c$, то нагружение колец может быть местным или циркуляционным в зависимости от схемы приложения вращающихся сил. Кольца, которые остаются неподвижными, будут испытывать циркуляционное нагружение, а кольца, вращающиеся вместе с нагрузкой F_c , — местное нагружение.

После определения вида нагружения колец подшипников, необходимо принять решение о характере посадок присоединяемых поверхностей колец подшипников с присоединительными поверхностями изделия. Основой выбора посадок является расчет. Вместе с тем находят применение и табличные методы.

Допустимые зазоры и натяги зависят от нагрузки на подшипник и частоты его вращения. С уменьшением частоты вращения и увеличением нагрузки на подшипник зазор при местном нагружении может быть увеличен и, наоборот, с увеличением частоты вращения и уменьшением нагрузки зазор следует уменьшать. Для колец, испытывающих циркуляционное нагружение, натяг в сопряжении должен увеличиваться вместе с возрастанием нагрузки на подшипник и уменьшением скорости вращения.

Существует несколько методик расчета посадок с зазором, с натягом и посадок переходных.

Больше всего предлагается определять в редукторе посадку внутреннего циркуляционно нагруженного кольца по интенсивности радиальной нагрузки, а местно нагруженного наружного кольца подшипника — просто выбрать по ГОСТ 3325 (в таблице 10 ГОСТ 3325 приведены посадки шариковых и роликовых радиальных подшипников на вал и в отверстие корпуса в зависимости от вида нагружения колец).

Сравнение величины натяга, полученного расчетом по интенсивности радиальной нагрузки и по методике А. Пальмгрена, приведенной ниже, показывает существенную разницу предлагаемого натяга. Так, расчет по интенсивности радиальной нагрузки дает посадку j_s , а по методике А. Пальмгрена — m, n . Разница есть. Опрос практиков показывает, что при местном нагружении при диаметрах вала 30—40 мм принимается натяг 0,010—0,030 мкм, чему больше соответствует формула А. Пальмгрена.

Есть и другие расчетные формулы.

Во избежание разрыва колец подшипника максимальный натяг посадки не должен превышать допустимый. В абсолютном большинстве случаев при посадках подшипника $L0/j_s, L0/k, L0/m, L0/n$ не возникает натяга, опасного разрывом кольца и проверка на разрыв для этих посадок не нужна.

Допуски корпусов или валов при местном нагружении кольца подшипника принимают по 7-му качеству точности (IT7), если подшипник 0-го или 6-го класса и по IT6, если 5-го или 4-го класса.

Допуски корпусов или валов при циркуляционном нагружении кольца принимают по 6-му качеству (IT6) при классе точности подшипника 0 или 6 и по IT5 для 5-го или 4-го класса.

4.1 Расчет посадки подшипника качения на вал и в корпус

У с л о в и е. В редукторе на тихоходном валу установлены шариковые радиальные подшипники 6—309; радиальная реакция опоры $F_r = 2000$ Н; вал — сплошной ($d_1 = 0$ мм); рабочая температура вала $T_v = 75$ °С; рабочая температура подшипников $T_{п} = 50$ °С; корпус разъемный; условия работы — нормальные, без ударов и толчков.

Р е ш е н и е. По таблице 6 из ГОСТ 8338—78 «Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры» (табл. 4.3 пособия) находим значения параметров подшипника. Номинальный диаметр отверстия подшипника $d = 45$ мм; диаметр наружного кольца $D = 100$ мм; ширина подшипника $B = 25$ мм; радиус скругления внутреннего кольца $r = 2,5$ мм.

Если у шариковых подшипников радиус скругления внутреннего кольца r одинаковый с двух сторон кольца, то у роликовых он разный. Со стороны широких торцов он задается как r_1 и r_2 , а со стороны узких — нет. ГОСТ 27365—87 «Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры» в примечании к чертежу 1 не устанавливает величину координат фасок со стороны узких торцов наружного и внутреннего колец, но в п. 5 по вопросу технических требований отсылает любознательных к ГОСТ 520, где в разделе 5 сказано: «Основные размеры подшипников должны соответствовать ГОСТ 3478, стандартам на типы и размеры подшипников или конструкторской документации...». Смотрим ГОСТ 3478—79 «Подшипники качения. Основные размеры». Находим, что в примечание к табл. 9—22 сказано, что размеры этих фасок не регламентируются, но острые кромки не допускаются. В то же время, используемый в Республике Беларусь СТБ 1014—95 «Изделия машиностроения. Детали. Общие технические условия» в п. 7.5 обязывает рваные и острые кромки притуплять радиусом 0,2—0,6 мм или фаской с размерами 0,2—1 × 45° ±2°. В подшипниках не делают фасок, чтобы не получались задиры при запрессовке. Поэтому для всех конических подшипников в расчетах можно рекомендовать радиус 0,6 мм.

Таблица 4.1 — Основные размеры некоторых однорядных шариковых подшипников серии диаметров 1, серии ширин 0 (по табл. 4 ГОСТ 8338)

В миллиметрах

Обозначение подшипника	d	D	B	r	Обозначение подшипника	d	D	B	r
104	20	42	12	1,0	111	55	90	18	2,0
105	25	47			112	60	95		
106	30	55	13	1,5	113	65	100	20	
107	35	62	14		114	70	110		
108	40	68	15		115	75	115		
109	45	75	16		116	80	125	22	
110	50	80		117	85	130			

Таблица 4.2 — Основные размеры некоторых однорядных шариковых подшипников серии диаметров 2, серии ширин 0 (по табл. 5 ГОСТ 8338)

В миллиметрах

Обозначение подшипника	d	D	B	r	Обозначение подшипника	d	D	B	r
204	20	47	14	1,5	211	55	100	21	2,5
205	25	52	15		212	60	110	22	
206	30	62	16		213	65	120	23	
207	35	72	17	2,0	214	70	125	24	
208	40	80	18		215	75	130	25	
209	45	85	19		216	80	140	26	
210	50	90	20		217	85	150	28	3,0

Таблица 4.3 — Основные размеры некоторых однорядных шариковых подшипников серии диаметров 3, серии ширин 0 (по табл. 5 ГОСТ 8338)

В миллиметрах

подшипника					подшипника				
7505	25	52	18	1,0	7512	60	110	28	2,0
7506	30	62	20		7513	65	120	31	
7507	35	72	23	7514	70	125			
7508	40	80		1,5	7515	75	130		
7509	45	85			7516	80	140	33	
7510	50	90		7517	85	150	36	2,5	
7511	55	100	25	2,0	7518	90	160		40

Минимальный натяг N_{\min} , мкм, необходимый для фиксации подшипника на валу при заданных условиях определим по эмпирической формуле

$$N_{\min} = 1,1 \cdot [(d+3)/d] \cdot [0,08 \cdot (d \cdot F/B)^{0,5} + 0,0015 \cdot d \cdot \Delta T] \quad (4.1)$$

где B' — фактическая ширина кольца подшипника, контактирующая с валом

$$B' = B - r_1 - r = 25 - 2 \cdot 2,5 = 20 \text{ мм}; \quad (4.2)$$

ΔT — разность температур вала и подшипника

$$\begin{aligned} \Delta T &= T_b - T_n = 75 - 50 = 25 \text{ }^\circ\text{C} \\ N_{\min} &= 1,1 \cdot [(45+3)/45] \times \\ &\times [0,08 \cdot (45 \cdot 2000/20)^{0,5} + 0,0015 \cdot 45 \cdot 25] = 8,28 \text{ мкм} \end{aligned} \quad (4.3)$$

Для вала диаметром 45 мм минимальный натяг 8,28 мкм в системе отверстия в соответствии с ГОСТ 25346—89 «Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений» (см. рис. 1.2) даст основное отклонение m с нижним предельным отклонением $ei = 9$ мкм, что гарантирует минимальный натяг. Сопоставляем принятое значение основного отклонения с требованиями ГОСТ 3325, приведенными в таблице 4.8 пособия. Принимаем посадку внутреннего кольца для основных типов соединений, выделенных в стандарте квадратными скобками, L6/m6.

Таблица 4.8 — Посадки подшипников качения на вал (по табл. 2 ГОСТ 3325)

Класс точности подшипника	Посадки для основных отклонений вала										
	e	f	g	h	j_s	j	k	m	n	p	r
0	(L/e9)	[L0/f6]	[L0/g6]	[L0/h6]	[L0/j _s 6]	(L0/j6)	[L0/k6]	[L0/m6]	[L0/n6]	L0/p6	L0/r6
	L0/e8	L0/f7		L0/h7							L0/r7
		L0/f8									
		L0/f9									
6		[L6/f6]	[L6/g6]	[L6/h6]	[L6/j _s 6]	(L6/j6)	[L6/k6]	[L6/m6]	[L6/n6]	L6/p6	L6/r6
		[L6/f7]		L6/h7							L6/r7
		L6/f8									
5			[L5/g5]	[L5/h5]	[L5/j _s 5]	(L5/j5)	[L5/k5]	[L5/m5]	[L5/n5]		
Примечания 1 В круглых скобках приведены посадки ограниченного применения. 2 В квадратных скобках приведены посадки для основных типов соединений.											

Определение посадки наружного кольца подшипника в гнездо корпуса выполним табличным методом. Выбирать ее будем таблицы 10 ГОСТ 3325 с посадками колец шариковых и роликовых радиальных подшипников в отверстие корпуса в зависимости от вида нагружения, данные из которой приведены ниже:

- посадки при местном нагружении кольца — $J_s6/15$, $J_s6/14$, $J_s5/12$; $J_s7/10$, $J_s7/16$; $H6/15$, $H6/14$, $H5/12$; $H7/10$, $H7/16$; $H8/10$, $H8/16$, $H8/16$, $H9/16$; $G7/10$, $G7/16$;

- при циркуляционном — $N6/15$, $N6/14$, $N5/12$; $N7/10$, $N7/16$; $M6/15$, $M6/14$, $M5/12$; $M7/10$, $M7/16$; $K6/15$, $K6/16$, $K5/12$; $K7/10$, $K7/16$; $P7/10$, $P7/16$;

- при колебательном — $J_s5/15$, $J_s5/14$, $J_s4/12$; $J_s7/10$, $J_s7/16$.

А для радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников посадки наружных колец берутся из

таблицы 11 ГОСТ 3325:

- для циркуляционные нагруженных колец при отсутствии регулировки — $N7/10$, $N7/16$; $M7/10$, $M7/16$; $K7/10$, $K7/16$; $J_s7/10$, $J_s7/16$; $P7/10$, $P7/16$;

- для циркуляционные нагруженных регулируемых колец — $J_s7/10$, $J_s7/16$;

- для нерегулируемых и регулируемых местно нагруженных колец, не перемещающихся относительно посадочной поверхности — $M7/10$; $K7/10$, $K7/16$; $H7/10$, $H7/16$; $M7/16$;

- для местно нагруженных регулируемых колец — $H7/10$, $H7/16$.

По данным таблицы 10 ГОСТ 3325 примем посадку кольца с местным нагружением $H7/16$. Эта посадка согласуется с требованиями таблицы 2 ГОСТ 3325 (см. табл. 4.9 пособия).

Таблица 4.9 — Посадки подшипников качения в отверстие корпуса (по табл. 2 ГОСТ 3325)

Класс точности подшипника	Посадки для основных отклонений отверстия								
	E	G	H	J_s	J	K	M	N	P
0		[G0/L0]	[H7/L0]	[J_s 7/L0]	(J7/L6)	(K7/L0)	[M7/L0]	[N7/L0]	P7/L0
	E8/L0		H8/L0						
	(E9/L0)		(H9/L0)						
6		[G7/L6]	[H7/L6]	[J_s 7/L6]	(J7/L6)	(K7/L6)	[M7/L6]	[N7/L6]	[P7/L6]
			H8/L6						
			(H9/L6)						
5		[G6/L5]	[H5/L5]	[J_s 6/L5]	(J6/L5)	(K6/L5)	[M6/L5]	[N6/L5]	P6/L5
Примечания 1 В круглых скобках приведены посадки ограниченного применения. 2 В квадратных скобках приведены посадки для основных типов соединений.									

Выбираем в стандарте предельные отклонения диаметров подшипника. Нижние предельные отклонения колец шариковых и роликовых радиальных и радиально-упорных, кроме роликовых конических подшипников, даны в таблицах 1, 2, 3, 4, 5 и 6 ГОСТ 520—2002 «Подшипники качения. Общие технические условия». Нижние предельные отклонения колец роликовых конических подшипников — в таблицах 11, 12, 15, 16 того же стандарта, а верхние равны нулю. Эти значения представлены в таблицах 4.10 и 4.11 пособия:

- внутреннее кольцо подшипника $\varnothing 45$ при 6-ом классе точности имеет верхнее отклонение 0 мкм, нижнее отклонение минус 10 мкм;

- наружное кольцо подшипника $\varnothing 100$ имеет верхнее отклонение 0 мкм, нижнее отклонение минус 13 мкм.

Таблица 4.10 — Отклонения среднего диаметра отверстия Δd_{mp} и среднего наружного диаметра ΔD_{mp} радиальных и радиально упорных шариковых подшипников в единичной плоскости (по табл. 1, 2, 3, 4, 5 и 6 ГОСТ 520)

Номинальный диаметр отверстия d , мм	EI, мкм			Номинальный наружный диаметр D , мм	ei, мкм		
	нормальный (0)	6	5		0	6	5
Свыше 18 до 30 включ.	-10	-8	-6	Свыше 30 до 50 включ.	-11	-9	-7
« 30 « 50	-12	-10	-8	« 50 « 80	-13	-11	-9
« 50 « 80	-15	-12	-9	« 80 « 120	-15	-13	-10
« 80 « 120	-20	-15	-10	« 120 « 180	-18	-15	-11

« 120 « 180	-25	-18	-13	« 120 « 180	-25	-18	-13
—				« 180 « 250	-30	-20	-15

Таблица 4.11 — Отклонения среднего диаметра отверстия Δd_{mp} и среднего наружного диаметра ΔD_{mp} у роликовых конических подшипников в единичной плоскости (по табл. 11, 12, 15, 16 ГОСТ 520)

Номинальный диаметр отверстия d , мм	EI , мкм		Номинальный наружный диаметр D , мм	ei , мкм	
	класс точности			класс точности	
	нормальный, 6X	5		нормальный, 6X	5
Свыше 18 до 30 включ.	-12	-8	Свыше 30 до 50 включ.	-14	-9
« 30 « 50	-12	-10	« 50 « 80	-16	-11
« 50 « 80	-15	-12	« 80 « 120	-18	-13
« 80 « 120	-20	-15	« 120 « 150	-20	-15
« 120 « 180	-25	-18	« 150 « 180	-25	-18
—			« 180 « 250	-30	-20

Находим по таблице на рисунке 1.2 допуски и основные отклонения для сопрягаемых деталей:

- вал: $IT_d = 16$, $ei = 9$ мкм, определяем, что $es = 9 + 16 = 25$ мкм. $d_{\min} = 45,000 + 0,009 = 45,009$ мм, $d_{\max} = 45,000 + 0,025 = 45,025$ мм;

- корпус — $IT_D = 35$, $EI = 0$, $ES = 35$ мкм, $D_{\min} = 100,000 + 0,000 = 100,000$ мм, $D_{\max} = 100,000 + 0,035 = 100,035$ мм.

Находим натяги и зазоры в соединениях подшипника с сопрягаемыми деталями. Вал:

$$N_{\min} = 45,009 - 45,000 = 0,009 \text{ мм,}$$

$$N_{\max} = 45,025 - 44,990 = 0,035 \text{ мм;}$$

корпус:

$$S_{\min} = 100,000 - 100,000 = 0 \text{ мм,}$$

$$S_{\max} = 100,035 - 99,987 = 0,048 \text{ мм;}$$

Строим схемы расположения полей допусков шарикоподшипника радиального 6—309 для посадки внутреннего кольца на вал и наружного кольца в корпус (рис. 4.2, 4.3).

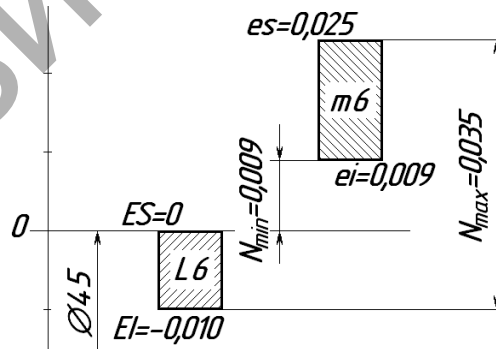


Рисунок 4.2 — Схема расположения полей допусков посадки внутреннего кольца шарикоподшипника радиального 6—309 на вал

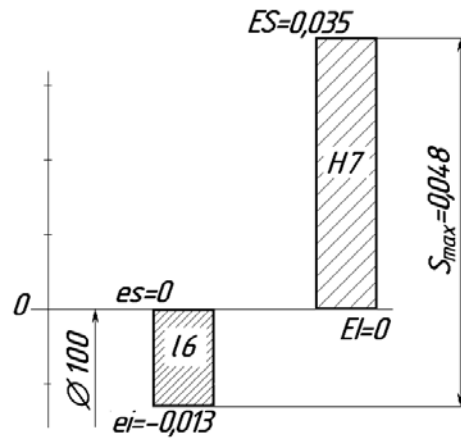


Рисунок 4.3 — Схема расположения полей допусков соединения наружного кольца подшипника 6—309 с корпусом редуктора

Выполним проверку наличия радиального зазора. ГОСТ 24810—81 «Подшипники качения. Зазоры» устанавливает условные обозначения групп зазоров и числовые значения радиального и осевого зазоров в состоянии поставки для подшипников качения. Так для шариковых радиальных однорядных без канавок для вставления шариков с цилиндрическим отверстием предусмотрены группы зазоров 6, нормальная, 7,8,9.

Размеры зазоров для рассматриваемого однорядного радиального шарикового подшипника 6—308 найдем в таблице 4.12. Поскольку в задании группа радиального зазора в обозначении подшипника не указана (а это цифра перед обозначением класса точности подшипника — в нашем случае перед 6), значит, она нормальная.

Таблица 4.12 — Размеры зазоров однорядных радиальных шариковых подшипников без канавок для вставления шариков с цилиндрическим отверстием

Номинальный диаметр d отверстия подшипника, мм	Группа зазора									
	6		нормальная		7		8		9	
	Размер зазора G_r , мкм									
	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.
Св 24 до 30	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53
» 30 » 40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
» 40 » 50	1	11	6	23	18	36	30	51	45	75
» 50 » 65	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90
» 65 » 80	1	15	10	30	25	51	46	75	65	105

По таблице 4.12 в рассматриваемом подшипнике радиальный зазор нормальной группы для $d = 45$ мм равен $G_{r\min} = 6$ мкм, $G_{r\max} = 23$ мкм. Определяем его среднее значение зазора $G_{r\text{ср}}$, мкм, которое составит

$$G_{r\text{ср}} = (G_{r\min} + G_{r\max}) / 2 = (6 + 23) / 2 = 14,5 \text{ мкм.} \quad (2.4)$$

Дальше высчитываем приведенный средний диаметр d_0 , мм, беговой дорожки циркуляционно нагруженного внутреннего кольца подшипника

$$d_0 = d + 0,25(D - d) = 45 + 0,25(100 - 45) = 58,75 \text{ мм.} \quad (2.5)$$

Величина диаметральной деформации $\Delta d_{\text{деф}}$, мм, дорожки качения внутреннего циркуляционно нагруженного кольца после посадки его на вал с натягом равна

$$\Delta d_{\text{деф}} = 0,85 N_{\max} \cdot d / d_0, \text{ мкм,} \quad (2.6)$$

$$\Delta d_{\text{деф}} = 0,85 \cdot 35 \cdot 45 / 58,75 = 22,79 \text{ мкм.}$$

По величине диаметральной деформации циркуляционно нагруженного кольца определяем посадочный зазор $G_{\text{пос}}$, мкм, подшипника после напрессовки его на вал:

$$G_{\text{пос}} = G_{r\text{м}} - \Delta d_{\text{деф}} = 14,5 - 22,79 = -8,29 \text{ мкм.} \quad (2.7)$$

Оптимальным посадочным зазором в подшипнике считается зазор по величине близкий нулю. В случае отсутствия посадочного зазора и образования натяга, как в данном случае, необходимо заменить подшипник основного ряда подшипником дополнительного 7-го или 8-го ряда с увеличенным начальным радиальным зазором. В случае образования в подшипнике большого посадочного зазора $G_{\text{пос}} > 50$ мкм, следует выбрать подшипник по дополнительному 6-му ряду с уменьшенным начальным радиальным зазором.

Поскольку при использовании подшипника с нормальной группой зазора получился натяг, то выбираем подшипник 7-ой группы, у которого зазоры больше: $G_{r\text{мин}} = 18$ мкм, $G_{r\text{макс}} = 36$ мкм. Следовательно, среднее значение зазора составит:

$$G_{r\text{м}} = (18 + 36) / 2 = 27 \text{ мкм.}$$

Посадочный зазор $G_{\text{пос}}$ подшипника 7-ой группы после посадки его на вал:

$$G_{\text{пос}} = 27 - 22,79 = 4,21 \text{ мкм.}$$

Прекрасно!

Таким образом, для заказа шариковый радиальный подшипник средней серии диаметров 3, узкой серии ширины 0 с $d = 45$ мм, $D = 100$ мм, $B = 25$ мм с 7-ой группой радиального зазора будет иметь обозначение:

Подшипник 76—309 ГОСТ 8338—75

В случае посадок с натягом, исходя из требований курса деталей машин, выполняют проверку на прочность, аналогичную выполненной нами при расчете посадки с натягом зубчатого колеса на вал. Выбранную посадку с натягом для внутреннего кольца можно проверить, сравнив наибольший допустимый натяг $N_{\text{доп}}$, который может выдержать кольцо подшипника, с возможным максимальным натягом посадки.

$$N_{\text{доп}} = 11,4kd\sigma_{\text{т}} / (2k - 2), \quad (2.8)$$

где k — коэффициент, принимаемый для подшипников лёгкой серии — 2,8, средней серии — 2,3, тяжёлой — 2;

d — диаметр внутреннего кольца, м;

$\sigma_{\text{т}}$ — допускаемое напряжение на растяжение, 400 МПа (для подшипниковой стали ШХ).

В рассматриваемом примере

$$N_{\text{доп}} = 11,4 \cdot 2,3 \cdot 0,045 \cdot 400 / (2 \cdot 2,3 - 2) = 181,5 \text{ мкм}$$

Натяг, который выдержит наш подшипник, 5,2 раза больше максимально возможного при назначенной посадке. Примерно такие же результаты будут и в других случаях посадки кольца подшипника с натягом. Из этого следует, что для подшипников подобная проверка практически излишняя и ее, если выбранная посадка с натягом соответствует посадке по ГОСТ 3325, можно не делать.

При установке подшипников на вал, когда диаметр шейки с подшипником и существенно меньше соседней, и наружное кольцо может по ней «затирать» при вращении. Чтобы этого не было, на валу делают заплечики (рис. 4.4). Определим размеры заплечиков для установки подшипников 309 на вал и в корпус в соответствии с ГОСТ 20226—82 «Подшипники качения. Заплечики для установки подшипников качения. Размеры». Выберем размеры из таблицы 4.13 пособия.

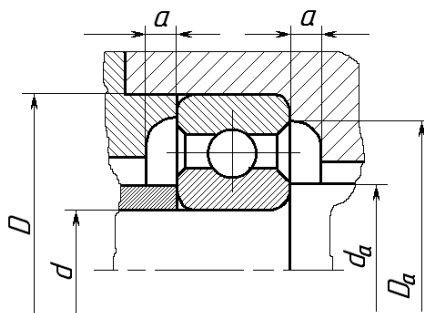


Рисунок 4.4 — Размеры заплечиков для шарикоподшипников по ГОСТ 8338

Таблица 4.13 — Размеры заплечиков для установки радиальных и радиально-упорных подшипников качения по ГОСТ 8338.

Серия ширин 0, серия диаметров 1 (из табл. 5 ГОСТ 20226)

В миллиметрах

d	D	d _a		D _a		a, наим.
		наим.	наиб.	наиб.	наим.	
20	42	24,0	24,5	38	—	2,0
25	47	28,0	29,0	43		
30	55	34,0	35,0	50		
35	62	39,5	39,5	57		
40	68	44,0	46,0	63		
45	75	49,0	51,5	70		
50	80	54,0	56,5	75		
55	90	60,0	62,5	84		
60	95	65,0	68,0	88		
65	100	70,0	73,0	93		
70	110	75,0	78,0	103	—	3,0
75	115	80,0	83,0	108		
80	125	85,0	90,0	118		

Таблица 4.14 — Размеры заплечиков для установки радиальных и радиально-упорных подшипников качения по ГОСТ 8338.

Серия ширин 0, серия диаметров 2 и 2(5) (из табл. 6 ГОСТ 20226)

В миллиметрах

d	D	d _a		D _a		a, наим.
		наим.	наиб.	наиб.	наим.	
20	47	25,0	26,0	42,0	—	2,0
25	52	30,0	30,5	47,0		
30	62	35,0	37,0	57,0		
35	72	42,0	42,0	65,0		
40	80	47,0	48,0	73,0		
45	85	52,0	53,0	78,0		
50	90	57,0	58,0	83,0		
55	100	62,0	65,0	91,0		
60	110	67,0	71,0	101,0		
65	120	72,0	77,0	111,0		
70	125	77,0	82,0	116,0	—	3,0
75	130	82,0	85,0	121,0		
80	140	90,0	92,0	130,0		

Таблица 4.15 — Размеры заплечиков для установки радиальных и радиально-упорных подшипников качения по ГОСТ 8338.

Серия ширин 0, серия диаметров 3 и 3(6) (из табл. 7 ГОСТ 20226)

В миллиметрах

d	D	d _a		D _a		a, наим.
		наим.	наиб.	наиб.	наим.	
20	52	26,0	27,0	45,0	—	2,0

25	62	31,0	33,0	55,0	3,0
30	72	36,0	39,0	65,0	
35	80	42,0	44,0	71,0	
40	90	47,0	51,0	81,0	
45	100	52,0	56,0	91,0	
50	110	60,0	63,0	100,0	
55	120	65,0	67,0	110,0	
60	130	72,0	75,0	118,0	
65	140	76,0	78,0	128,0	
70	150	81,0	85,0	138,0	
75	160	86,0	93,0	148,0	
80	170	91,0	99,0	158,0	

Нужны буртики и при установке роликовых подшипников (рис. 4.5). Сейчас конические роликовые подшипники изготавливают по ГОСТ 27365—87 «Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры», который заменил ГОСТ 333—79, распространившийся на эти подшипники и на который ссылается ГОСТ 20226. Поэтому в ниже приведенных таблицах для определения размеров заплечиков ссылка не на ГОСТ 333, а на ГОСТ 27365.

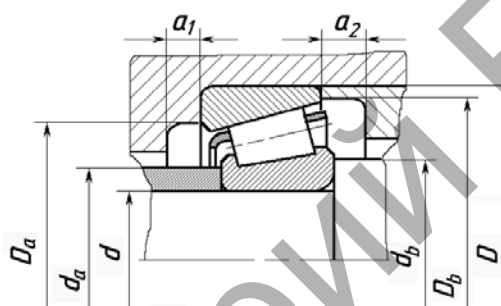


Рисунок 2 — Размеры заплечиков роликоподшипников по ГОСТ 27365

Таблица 4.16 — Размеры заплечиков для установки радиальных и радиально-упорных подшипников качения по ГОСТ 27365.

Серия ширин 2, серия диаметров 1 (из табл. 12 ГОСТ 20226)

В миллиметрах

d	D	d_a , наиб.	d_b		D_a		D_b , наим.	a_1	a_2	
			наим.	наиб.	наиб.	наим.				
30	55	35	36	40	49	47,5	52	3	4,5	
35	62	40	41	47	56	54,0	59			
40	68	45	46	53	62	60,0	65			
45	75	50	51	57	69	66,0	72	4		5,5
50	80	55	56	62	74	71,0	77			
55	90	61	62	69	83	80,0	86			
60	95	66	67	75	88	85,0	91			
65	100	71	72	78	92	90,0	97	5	6,0	
70	110	76	77	85	102	98,0	105			
75	115	82	82	90	108	103,0	110		6	7,0
80	125	87	87	95	118	112,0	120			

Таблица 4.17 — Размеры заплечиков для установки радиальных и радиально-упорных подшипников качения по ГОСТ 27365.

Серия ширин 0, серия диаметров 2 (из табл. 13 ГОСТ 20226)

В миллиметрах

d	D	d_a , наиб.	d_b		D_a		D_b , наим.	a_1	a_2
			наим.	наиб.	наиб.	наим.			
25	52	31	31	35	46	43	48,0	3	3,0
30	62	37	36	41	55	52	57,0		

35	72	43	42	48	65	61	67,0	4	3,5
40	80	48	47	55	72	68	75,5		
45	85	53	52	61	78	73	80,0		
50	90	58	57	65	82	78	86,5	5	4,5
55	100	63	64	72	90	87	94,0		
60	110	69	69	79	100	95	105,5		
65	120	75	74	86	110	105	113,0	6	5,0
70	125	80	79	90	115	108	118,0		
75	130	85	84	96	120	113	124,0		
80	140	90	90	105	130	122	132,0		6,0

Таблица 4.18 — Размеры заплечиков для установки радиальных и радиально-упорных подшипников качения по ГОСТ 27365.

Серия ширин 0, серия диаметров 2(5) (из табл. 14 ГОСТ 20226)

В миллиметрах

d	D	d_a , наиб.	d_b		D_a		D_b , наим.	a_1	a_2
			наим.	наиб.	наиб.	наим.			
30	62	37	36	41	55	52	58,5	3	4,0
35	72	43	42	48	65	61	68,5	4	5,0
40	80	48	47	55	72	68	75,0		
45	85	53	52	61	78	73	81,5		
50	90	58	57	65	82	78	85,0	5	5,5
55	100	63	64	72	90	87	95,0		
60	110	69	69	79	100	95	104,0		
65	120	75	74	86	110	105	115,0	6	6,0
70	125	80	79	90	115	108	119,0		
75	130	85	84	96	120	113	125,0		
80	140	90	90	105	130	122	134,0		7,0

Таблица 4.19 — Размеры заплечиков для установки радиальных и радиально-упорных подшипников качения по ГОСТ 27365.

Серия ширин 0, серия диаметров 3 (из табл. 15 ГОСТ 20226)

В миллиметрах

d	D	d_a , наиб.	d_b		D_a		D_b , наим.	a_1	a_2
			наим.	наиб.	наиб.	наим.			
25	62	33	32	41	55	53	57	3	3,0
30	72	38	37	47	65	61	66	4	4,5
35	80	43	44	53	71	68	74		
40	90	50	49	60	80	76	82		
45	100	56	54	68	90	85	92	5	5,0
50	110	62	60	74	100	94	102		
55	120	67	65	81	110	103	111		
60	130	73	72	90	118	112	120	6	6,5
65	140	80	77	96	128	121	130		
70	150	85	82	100	138	129	140		
75	160	91	87	108	148	138	149	6	8,0
80	170	97	92	118	158	147	159		

Диаметр заплечиков вала d_a должен быть в пределах от 52 до 56 мм (табл. 4.15) Примем 55 мм. А отверстия $D_{a \max}$ — 91,0 мм (примем 90 мм). В корпусе редуктора в отверстиях заплечики не делаются — подшипники удерживаются крышками. Поэтому Ø90 примем в качестве номинального внутреннего размера крышки, а на валу заплечики будут выглядеть примерно так, как показаны на рисунке 4.6. Ширина заплечика принимается минимальной, равной 2 мм.

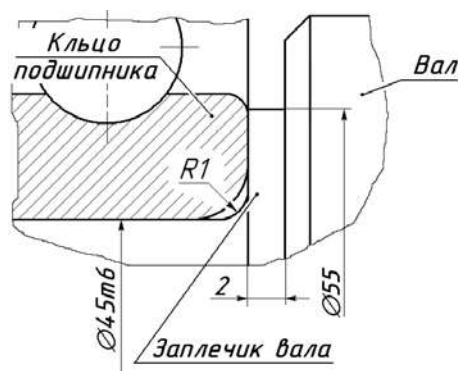


Рисунок 4.6 — Заплекчик на валу

После определения для подшипника посадок и полей допусков в соответствии с ГОСТ 3325 надо еще назначить:

- требования к шероховатости посадочных поверхностей под подшипники и опорных торцовых поверхностей;

- допуски формы посадочных и опорных торцовых поверхностей;

- допуск соосности посадочных поверхностей.

Это будем делать исходя из условия, что:

- валы сплошные или полые толстостенные;

- корпуса толстостенные;

- материал валов и корпусов — сталь или чугун;

- нагрев подшипников при работе не превышает 100°C ;

Параметры шероховатости Ra посадочных поверхностей под подшипники на валах и в стальных корпусах, а также опорных торцов заплекиков для подшипников классов точности 0, 6, 5 не должны превышать значений, указанных в таблице 4.20 пособия.

Таблица 4.20 — Параметры шероховатости поверхностей, сопрягаемых с подшипником (по табл. 3 ГОСТ 3325)

Посадочные поверхности	Классы точности подшипников	Параметр шероховатости Ra , мкм, не более	
		для диаметра до 80 мм	для диаметра свыше 80 до 500 мм
Валов и отверстий корпусов	0	1,25	2,50
	6 и 5	0,63	1,25
Опорных торцов	0	2,50	2,50
	6 и 5	1,25	2,50

Считаем, что корпус нашего редуктора чугунный. В примечании к таблице в стандарте указано, что при установке подшипников классов точности 0 и 6 и обеспечении заданного ресурса работы подшипникового узла (грубо говоря, при малой нагрузке) допускается значение параметра шероховатости Ra , посадочных поверхностей и опорных торцов заплекиков в чугунных корпусах принимать не более 2,5 мкм для диаметров сопряжений до 80 мм и Rz не более 20 мкм ($Rz\ 20 = Ra\ 3,2\text{—}5$ мкм) — для диаметров свыше 80 мм, т. е. грубее, чем в таблице. Такую же шероховатость можно назначать для посадочных мест и опорных торцов заплекиков на валах и в корпусах из стали для малонагруженных подшипников класса точности 0.

Таким образом, для подшипника 6-го класса точности принимаем шероховатость:

- шейки вала ($\text{Ø}45$) $Ra = 0,63$ мкм;

- отверстия корпуса ($\text{Ø}100$) $Ra = 3,2$ мкм;

- опорных торцов вала $Ra = 1,25$ мкм;

- опорных торцов отверстия — $Ra = 5$ мкм.

Выбор параметров контроля отклонений формы в радиусном (допуск круглости и допуск профиля продольного сечения) или диаметральном измерениях (допуск непостоянства диаметра в поперечном сечении и допуск непостоянства диаметра в продольном сечении) осуществляет конструктор. Выбор можно обосновать следующим: измерение отклонений формы посадочных поверхностей в радиусном исполнении надо проводить в центрах (для вала просто, а для отверстия сложно). А допуски непостоянства диаметра вал можно проверить с помощью рычажной скобы, а отверстия — нутромера, что проще. Поэтому назначим допуски непостоянства диаметра, которые не должны превышать значений, указанных в таблице 4.21. К тому же в технической литературе рекомендуется выполнять контроль именно этого параметра формы посадочных поверхностей валов.

Таблица 4.21 — Допуски формы посадочных мест валов и отверстий корпусов (по табл. 4 ГОСТ 3325)

Интервалы Номинальных диаметров d и D, мм	Допуски формы посадочных поверхностей, мкм, не более							
	валов							
	допуск круглости	допуск профиля		допуск непостоянства диаметра				
		продольного сечения		в поперечном сечении		в продольном сечении		
	Классы точности подшипников							
	0 и 6	5 и 4	0 и 6	5 и 4	0 и 6	5 и 4	0 и 6	5 и 4
Св. 18 до 30	3,5	1,5	3,5	1,5	7	3	7	3
« 30 « 50	4	2	4	2	8	4	8	4
« 50 « 80	5		5		10		10	
« 80 « 120	6	2,5	6	2,5	12	5	12	5
« 120 « 180		3		3		6		6
отверстия корпусов								
Св. 18 до 30	5	2	5	2	10	4	10	4
« 30 « 50	6	2,5	6	2,5	12	5	12	5
« 50 « 80	7,5	3	7,5	3	15	6	15	6
« 80 « 120	9	3,5	9	3,5	18	7	18	7
« 120 « 180	10	4	10	4	20	8	20	8

Судя по таблице, получается, что численные значения допусков непостоянства диаметра посадочных поверхностей в поперечном и продольном сечении для подшипника 6-го класса точности одинаковые и составляют для вала 8 мкм, а для отверстия 18 мкм, не более. Эти значения, в соответствии со схемой на рисунке 4.7, проставим на чертеже вала тихоходного с указанием во второй части рамки знака «Ø». Так делается потому, что это поля допусков непостоянства диаметра в поперечном и продольном сечениях, т. е. разность наибольшего и наименьшего диаметров. Надо проставить и торцовое биение опорных поверхностей, допуски которого для валов и отверстий корпусов должны соответствовать указанным в таблице 4.22.

Таблица 4.22 — Допуски торцового биения опорных торцовых поверхностей заплечиков валов и отверстий корпусов (по табл. 5 и 6 ГОСТ 3325)

Интервалы номинальных диаметров d и D, мм	Допуски торцового биения заплечиков, мкм, не более					
	для валов			для отверстий корпусов		
	классы точности подшипников					
	0	6	5	0	6	5
Св. 18 до 30	21	13	6	33	21	9
Св. 30 до 50	25	16	7	39	25	11
Св. 50 до 80	30	19	8	46	30	13
Св. 80 до 120	35	22	10	54	35	15
Св. 120 до 180	40	25	12	63	40	18

Для нашего случая находим допуск торцового биения заплечиков:

- для вала – 16 мкм, не более;

- для отверстия – 35 мкм, не более.

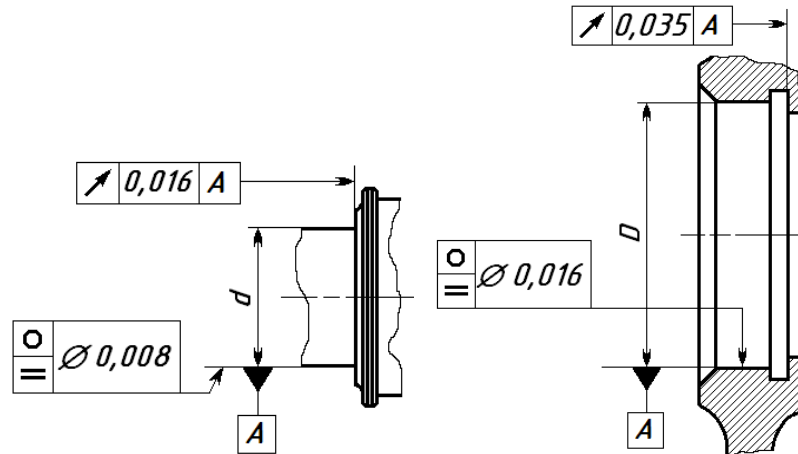


Рисунок 4.7 — Нанесение на чертеже требований к параметрам формы и расположения посадочных поверхностей под подшипник

Перекосы при монтаже подшипников не должны превышать допустимое ГОСТ 3325 значение. Требования к углам перекоса на чертеже выражаются значениями допусков соосности в диаметральном выражении относительно общей оси посадочных поверхностей при длине посадочного места $B_1 = 10$ мм, приведенным в таблице 4.23. Как правило посадочное место имеет длину $B_2 > B_1$. Не имея чертежа вала, длину шейки необходимо соотнести с шириной подшипника $B = 25$ мм. Примем $B_2 = 30$ мм. Поэтому для получения соответствующих допусков соосности следует табличные значения умножить на $0,1B_2$.

Для нашего подшипника (радиальный однорядный шариковый с радиальным зазором по 7-му ряду) допуск соосности в диаметральном выражении для вала составляет для базовой длины посадочного места $B_1 = 10$ мм: $\Delta T_{pc}^B = 6$ мкм.

$$\Delta T_{pc} = 0,1B_2 \cdot \Delta T_{pc}^B = 0,1 \cdot 30 \cdot 6 = 18 \text{ мкм.} \quad (4.9)$$

Для корпуса при тех же условиях допуск соосности равен 36 мкм.
Требования к монтажу приведены в ГОСТ 3325.

Таблица 4.23 – Допустимые углы взаимного перекоса колец подшипников качения и допуски расположения посадочных поверхностей вала и корпуса (по табл. приложения 7 ГОСТ 3325)

Тип подшипника	Допустимые углы взаимного перекоса колец Θ_{\max}	Допустимый угол перекоса от технологических причин			Допуск соосности, мкм, при $B_1 = 10$ мм		
		Θ_T	Θ_B	Θ_K	вала	корпуса	
Радиальные, однорядные шариковые с радиальным зазором:	нормальным	8'	4'	1'20"	2'40"	4,0	8,0
	по 7-му ряду	12'	6'	2'	4'	6,0	12,0
	по 8-му ряду	16'	8'	2'40"	5'20"	8,0	16,0
Конические, с роликами без модификации контакта	2'	1'	20"	40"	1,0	2,0	

На рисунке 4.8 показан образец нанесения на чертеже детали обозначения допуска соосности посадочных мест вала относительно общей оси. Во многих случаях из-за занятости поля чертежа другими обозначениями так обозначить требования к соосности сложно. Тогда можно применить в технических требованиях запись по типу: «Допуск соосности шеек $\varnothing 45m6$ относительно общей оси — 0,018 мм».

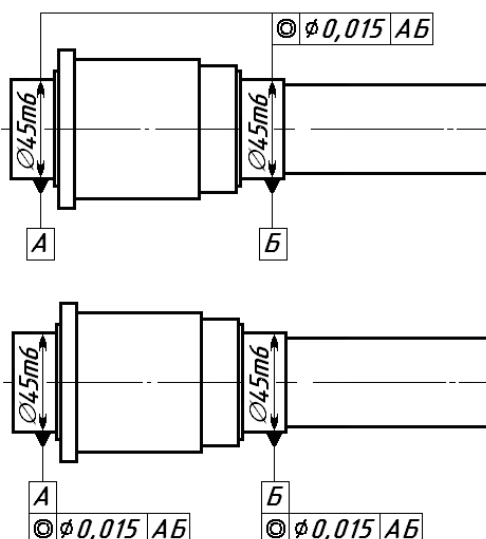


Рисунок 4.8 — Варианты обозначения допуска соосности на чертеже вала

Кроме указания допуска соосности разрешается указывать допуск радиального биения посадочных мест относительно тех же баз. В нашем случае базой является ось. Значение допуска радиального биения можно принять равным $0,5 \text{ IT}_{\text{ps}}$, т. е. 0,009 мм.[23]

4.2 Измерения рассчитанных параметров

В рассмотренном примере подшипники сопрягаются с цилиндрическими поверхностями и буртиками. Подшипники — это полностью готовое изделие и его проверять не надо, а у посадочных поверхностей валов и отверстий надо проверить:

- диаметры;
- шероховатость;
- непостоянство диаметра в поперечном сечении;
- непостоянство диаметра в продольном сечении;
- величину торцового биения;
- отклонение от соосности.

4.2.1 Назначение средств измерения на случай, если редуктор изготавливается в единичном производстве

Измерение диаметров выполняем по аналогии с разделом 2 (табл. 4.24).

Таблица 4.24 — Назначение СИ для сопрягаемых поверхностей

Размер, мм	Квалитет	Допуск, мкм	Допускаемая погрешность измерения, мкм	Допускаемая погрешность измерения средства измерения, мкм	Выбранное средство измерения, наименование и обозначение
45	7	25	7	5	Нутромер индикаторный с диапазоном измерения 18—50 мм, класса точности 1 Нутромер НИ 18—50—1 ГОСТ 868—82
	6	16	5	2	Скоба рычажная со встроенным в корпус отсчетным устройством Скоба СР 50 ГОСТ 11098—75

Шероховатость проверим с помощью образцов шероховатости поверхности (сравнения). Обработка шеек вала выполняется шлифованием периферией круга, поверхность выпуклая, обозначаемая «ШЦ» по ГОСТ 9378—93 «Образцы шероховатости поверхности (сравнения). Общие технические условия». Применим набор образцов шероховатости, предусмотренный для проверки качества шлифования и имеющий образцы с шероховатостью по Ra от 0,050 до 3,200:

Набор образцов шероховатости 0,05—3,20 ШЦ ГОСТ 9378—93.

Обработка гнезд под подшипники в корпусе редуктора выполняется растачиванием, поверхность вогнутая, обозначаемая «Р» по ГОСТ 9378. Применим набор образцов шероховатости, предусмотренный для проверки качества точения и растачивания и имеющий образцы с шероховатостью по Ra от 0,8 до 2,00:

Набор образцов шероховатости 0,8—2,00 Р ГОСТ 9378—93.

Непостоянство диаметра в поперечном сечении и непостоянство диаметра в продольном сечении проверим с помощью СИ для проверки линейных размеров (см. табл. 4.24), которые выбраны в соответствии с ГОСТ 8.051—81 «ГСОЕИ Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм». Но для измерения отклонений формы надо руководствоваться еще таблицей 4 ГОСТ 28187—89 «Основные нормы взаимозаменяемости. Отклонения формы и расположения поверхностей. Общие требования к методам измерений», где приведены допустимые погрешности измерения отклонения формы и расположения при приемочном контроле, которые для проверяемого вала составляют, мм:

отклонение формы	0,008	0,016; 0,018	0,035
допустимая погрешность измерения	0,003	0,006	0,015

Нутромер и скоба рычажная этим требованиям точности удовлетворяют.

Торцовое биение проверим прибором для измерения биения ПБ-250 (рис. 4.9), или аналогичным, рассчитанным на другую длину детали. В качестве измерительной головки применим индикатор типа 2 МИГ класса точности 1 с ценой деления 0,002 мм: Индикатор 2 МИГ—1 ГОСТ 9696—82.

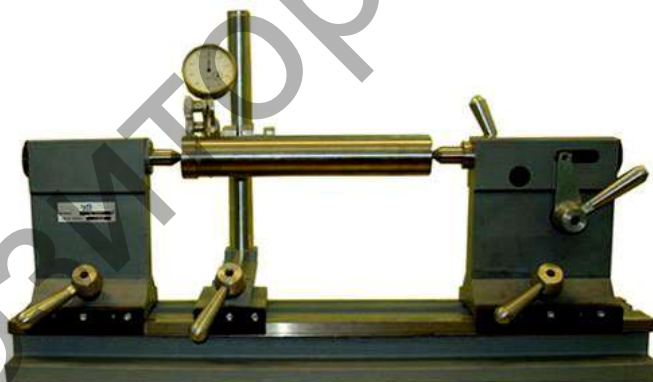


Рисунок 4.9 — Прибор ПБ-250 для измерения радиального и торцового биения вала

Отклонение от соосности посадочных мест под подшипники относительно оси вала проверяем вращением вала на двух ножевых опорах, находящихся в средних сечениях шеек [3, с. 717]. Что такое ножевые опоры никто толком не знает. Ни у местных знатоков, ни в РУП «Барановичский центр стандартизации, метрологии и сертификации», ни в Минске в Научно-производственном республиканском унитарном предприятии «Белорусский государственный институт стандартизации и сертификации (БелГИСС)». По здравому размышлению сошлись на том, что это призмы, у которых очень узкая рабочая поверхность (рис. 4.10).



Рисунок 4.10 — Ножевые опоры

Схема проверки отклонение от соосности поверхностей относительно их общей оси показана на рисунке 4.11, а. Призмы установлены на плите поверочной размером 400×400 мм исполнения 1, 1-го класса точности (Плита 1—1—400×400 ГОСТ 10905—86). Узкая призма снижает влияние погрешностей формы цилиндрической поверхности. Стандартов на нее и, соответственно, примера обозначения, я не нашел. Отклонение каждой из контролируемых поверхностей равно половине радиального биения, измеренного в крайних сечениях этих поверхностей с помощью рычажно-зубчатых головок малогабаритных с ценой деления 0,002 мм (Головка измерительная 2ИГ ГОСТ 18833—75). Головку закрепим в штативе для измерительных головок с ценой деления 0,002—0,005 мм (Штатив ШМ-I—8 ГОСТ 10197—70)

Кроме узких призм, подверженных быстрому износу из-за малой рабочей поверхности, можно использовать роликовые опоры, показанные на рисунке 4.11, б, которые более долговечны, но имеют свои недостатки из-за наличия подшипников с зазорами (стойки с измерительными головками не установлены).

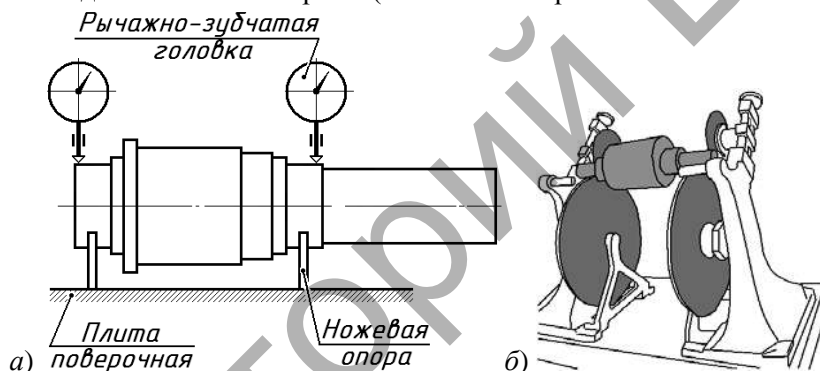


Рисунок 4.11 — Проверка соосности посадочных поверхностей вала

Для контроля соосности отверстий в корпусе редуктора применяют специальные приспособления. В качестве универсальных средств контроля отклонений широко используют координатные измерительные машины. Например, можно использовать координатно-измерительную машину фирмы TESA модели МН3D 454 с диапазоном измерений 460×510×420 (рис. 4. 12).



Рисунок 4.12 — Координатно-измерительная машина модели МН3D 454 фирмы TESA

С меньшей точностью можно выполнить измерения на координатно-расточном станке, установив корпус на поворотном столе. С помощью центроискателя необходимо найти центр отверстия в одном крайнем сечении, а потом проверить, совпадает ли он с центром в другом крайнем положении. Эту же операцию повторить и с другим отверстием.

Соосность отверстий можно измерить с помощью двух точных оправок и измерительной головки, закрепленной на одной из них. Отклонение от соосности равно половине разности отсчетов по шкале измерительной головки за один оборот измерительного устройства (рис. 4.13). Этот метод применим в массовом и единичном производствах.

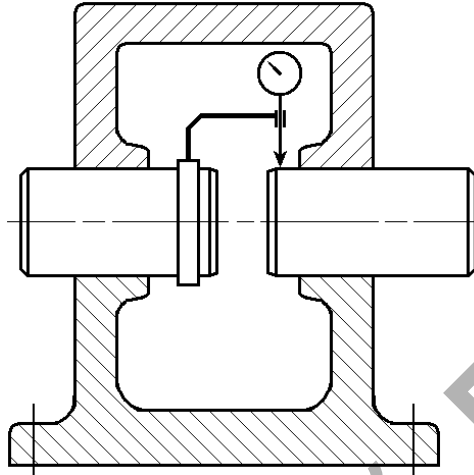


Рисунок 4.13 — Измерение отклонения от соосности корпусной детали

Измерение отклонений от соосности вызывает определенные трудности, поэтому в целом ряде случаев вместо этого вида отклонения расположения для деталей типа тел вращения целесообразно нормировать суммарный допуск — радиальное биение или полное радиальное биение которые включают в себя отклонение от соосности или концентричности и отклонение от круглости или от цилиндричности.

4.2.2 Назначим средства измерения в массовом производстве

Проверка шероховатости поверхности может проверяться с помощью образцов шероховатости поверхности (сравнения). Их проще использовать на рабочем месте. Для арбитражной проверки применим multifunctional profilometer-profilograph ПМ-500.

Проверка качества выполнения диаметров посадочных поверхностей валов и отверстий выполняется с помощью предельных калибров:

- гладкий односторонний листовой калибр-скоба для $D_{\text{ном.}} = 45$ мм для контроля вала с полем допуска $тб$ — Калибр-скоба 8113-0136 $тб$ ГОСТ 18360—93;

- гладкий проходной калибр-пробка с насадкой $D_{\text{номин.}} = 100$ мм для контроля отверстия с полем допуска $H7$ — Калибр-пробка 8136-0021 $H7$ ГОСТ 14815—69 и гладкий непроходной калибр-пробка с насадкой $D_{\text{номин.}} = 100$ мм для контроля отверстия с полем допуска $H7$ — Калибр-пробка 8136-0121 $H7$ ГОСТ 14816—69, выбор которых уже делался.

Допуск непостоянства диаметра в поперечном и в продольном сечении, а также допуск торцового биения выполняется аналогично принятому для единичного типа производства. Возможно изготовление специальных приспособлений.

Допуск соосности отверстий в корпусе редуктора проверим с помощью специальной контрольной оправки (рис. 4.14), которая должна свободно входить в расточенные отверстия.

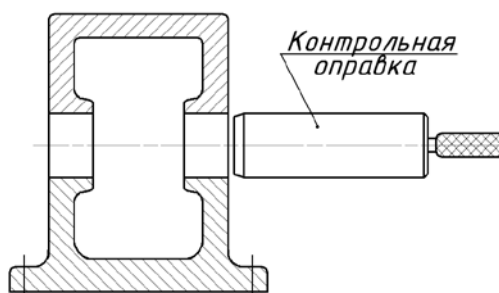


Рисунок 4.14 — Схема проверки соосности отверстий корпуса редуктора

Использованные источники

- 1 Дунаев П. Ф., Леликов О. П., Варламова Л. П. Допуски и посадки. Обоснование выбора: Учеб. пособие для студентов машиностроительных вузов. — М.: Высш. шк., 1984. — 112 с., ил.
- 2 Соломахо, В. Л. Нормирование точности и технические измерения: учеб. пособие / В. Л. Соломахо, Б. В. Цитович, С. С. Соколовский. — Минск : Изд-во Гревцова, 2011. - 360 с. : ил. Стр. 275 — смотри пример обозначения точностных требований к поверхностям вала, сопрягаемым с подшипником качения.
- 3 Справочник по производственному контролю в машиностроении. Издание третье, перераб. и доп. Под ред. д-ра техн. наук проф. А. К. Кутая. Л., Машиностроение, 1974. — 976 с., ил.
- 4 ГОСТ 2.308—79 Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.
- 5 ГОСТ 8.051—81 ГСОЕИ Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм
- 6 ГОСТ 520—2002 Подшипники качения. Общие технические условия.
- 7 ГОСТ 3325—85 Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки.
- 8 ГОСТ 8338—78 Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры.
- 9 ГОСТ 9378—93 Образцы шероховатости поверхности (сравнения). Общие технические условия
- 10 ГОСТ 10197—70 Стойки и штативы для измерительных головок. Технические условия
- 11 ГОСТ 10905—86 Плиты поверочные и разметочные. Технические условия
- 12 ГОСТ 14815—69 Калибры-пробки гладкие проходные с насадками диаметром свыше 50 до 100 мм
- 13 ГОСТ 14816—69 Калибры-пробки гладкие непроходные с насадками диаметром свыше 50 до 100 мм
- 14 ГОСТ 18360—93 Калибры-скобы листовые для диаметров от 3 до 260 мм. Размеры
- 15 ГОСТ 18833—73 Головки измерительные рычажно—зубчатые. Технические условия
- 16 ГОСТ 20226—82 Подшипники качения. Заплечики для установки подшипников качения. Размеры.
- 17 ГОСТ 24642—81 Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения.
- 18 ГОСТ 24643-81 Числовые значения отклонений формы и взаимного положения.
- 19 ГОСТ 24810—81 Подшипники качения. Зазоры.
- 20 ГОСТ 25069—81 Неуказанные допуски формы и расположения поверхностей.
- 21 ГОСТ 25346—89 Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.
- 22 ГОСТ 27365—87 Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры Электронный ресурс
- 23 ГОСТ 28187—89 Основные нормы взаимозаменяемости. Отклонения формы и расположения поверхностей. Общие требования к методам измерений
- 24 Соотношения между допусками размеров, формы и расположения поверхностей. Электронный ресурс <http://5fan.ru/wievjob.php?id=4730> Время доступа 08.04.15 в 8-25]
- 25 http://www.standartizac.ru/certification/posadki_podw.html Время доступа 14.08.12 в 20-54.
- 26 Электронный ресурс <http://cxt.telesort.ru/upcxt/MetroLogiaYchebnik/download/Podshipnik.htm> Время доступа 14.08.12 в 21-47.
- 27 Номенклатура. Лабораторное оборудование. Электронный ресурс http://promsouz.com/kipia/Lab_oborud/profiLometr_PM500.html Время доступа 10.05.13 в 8-34.

28 Оборудование и ремонт. Измерение отклонений формы. Электронный ресурс <http://www.webrarium.ru/zamer-forma.html> Время доступа 20.07.13 в 16-20.

29 Методика по проведению метрологической экспертизы конструкторской документации. Эл. ресурс <http://metrologyexamination.narod.ru/metodkd.htm> Время доступа 08.04.15 в 10-25

30 Электронный ресурс <http://www.gk-drawing.ru/plotting/surface-axis.php> Время доступа 09.05.13 в 17-54.

31 Электронный ресурс <http://www.osipyun.ru/Norms-of-accuracy-in-mechanical-engineering/Deviation-from-detailed-elements/index.html> Время доступа 09.05.13 в 18-03.

32 Электронный ресурс <http://www.webrarium.ru/zamer-metod.html> Время доступа 09.05.13 в 18-10.

33 Допуски и посадки типовых соединений. Электронный ресурс

<http://www.cnsexpert.ru> Время доступа 22.09.13 в 19-43

34 Закрытое акционерное общество Торговый дом "Челябинский Калибр". Товар дня. Электронный ресурс http://www.тдкалибр.рф/online_in/22512.html Время доступа 11.04.15 в 13-09

5 Расчёт калибров

Калибр (фр. calibre, calibre à limites) — бесшкальный инструмент, предназначенный для контроля размеров, формы и взаимного расположения поверхностей детали. ГОСТ 27284—87 «Калибры. Термины и определения» дает следующее понятие калибра: калибр – средство контроля, воспроизводящее геометрические параметры элементов изделия, определяемые заданными предельными линейными или угловыми размерами, и контактирующее с элементом изделия по поверхностям, линиям или точкам.

Калибры бывают предельными и нормальными. Сейчас нормальные калибры (чаще их называют шаблонами) применяется для проверки сложных профилей. Когда не было системы допусков и посадок, а элементы взаимозаменяемости уже появились, контроль осуществлялся с помощью нормальных калибров. Для проверки отверстия, например, делалась одна проходная пробка, к которой припасовывалось (подгонялось) отверстие, что по сравнению с современным положением с наличием проходного и непроходного калибров, значительно сложнее.

Предельные калибры появились в военных отраслях промышленности в конце XIX века. В Англии в 1851 году их ввел (не придумал, а ввел в обращение) создатель стандартов на резьбу Джозеф Витворт. Применявшиеся до этого в России нормальные калибры (например, для измерения диаметра ядер) назывались кружала. Распространение предельные калибры получили с развитием отраслей

машиностроения, характеризующихся массовым производством. И сейчас преимущественной областью применения предельных калибров являются отрасли с массовым производством изделий средней и грубой точности (от 6-го до 17-го качества). Конечно, применяют калибры и в серийном производстве (недаром, изобретены регулируемые предельные калибры) и в единичном (например, для проверки качества крепежной резьбы). Точные геометрические параметры (5-й класс и точнее) калибрами не проверяют. Применение калибров должно обуславливаться экономическими расчетами, но не последнюю роль играет и квалификация технолога.

С помощью калибров нельзя определить действительные размеры элементов деталей: находятся ли действительные размеры элементов деталей в пределах поля допуска.

Предельные калибры парные. В комплект входит проходной и непроходной калибры, и применяются они для проверки линейных, угловых, резьбовых, шпоночных и шлицевых поверхностей (ГОСТ 27284). При конструировании предельных калибров должен выполняться принцип Тейлора, согласно которому проходной калибр является прототипом сопрягаемой детали и контролирует размер по всей длине соединения с учетом погрешностей формы. Непроходной калибр должен контролировать только собственно размер детали и поэтому имеет малую длину для устранения влияния погрешностей формы.

Исполнительные размеры предельных калибров можно определить двумя методами: расчетным и упрощенным расчетным. Для калибров для проверки отверстий и валов используются ГОСТ 24853—81 «Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски» и ГОСТ 21401—75 «Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Исполнительные размеры». Этими методами и будут решены задачи.

5.1 Решение расчетным методом

5.1.1 Расчёт калибров для отверстия

Определить размеры и допуски формы рабочих калибров-пробок для отверстия $\varnothing 125H7$.

По ГОСТ 25346-89 «ОНВ Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений» (см. рис. 1.2) находим допуск и основное отклонение для детали: $IT7 = 40$ мкм, $EI = 0$, находим, что верхнее предельное отклонение равно $ES = 0 + 40 = 40$ мкм.

Следовательно, наибольший и наименьший предельные размеры отверстия:

$$D_{\max} = 125,000 + 0,040 = 125,040 \text{ мм},$$

$$D_{\min} = 125,000 + 0,000 = 125,000 \text{ мм}.$$

Схему расположения полей допусков калибра-пробки $\varnothing 125H7$ находим в ГОСТ 24853 исходя из условия, что:

- надо спроектировать калибр-пробку для отверстия;
- номинальный размер отверстия менее 180 мм;
- отверстие обрабатывается по 7-му качеству точности (рис. 5.1).

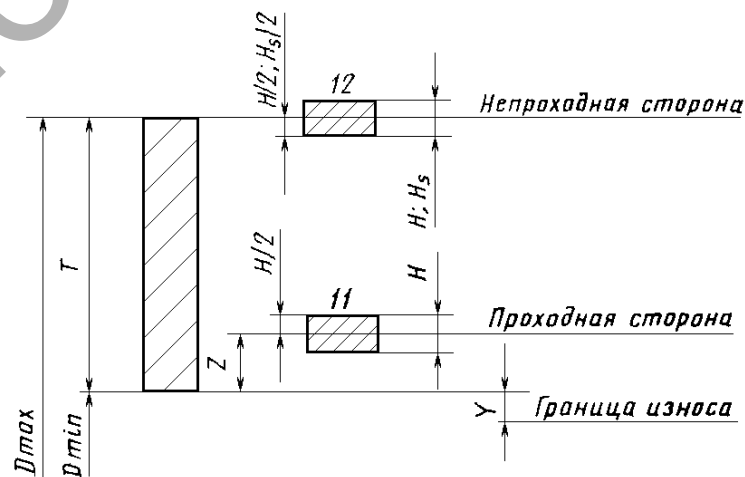


Рисунок 5.1 — Схема расположения полей допусков калибров для отверстия

Формулы для расчета калибров можно самостоятельно составить исходя из приведенных в стандарте схем. При определении исполнительных размеров калибров надо учитывать направление износа. Калибр-пробка изнашиваясь, уменьшается в размере. Поэтому ее изначальный размер принимают максимально большим и допуск на изготовление берут «в минус». В отличие от калибров-пробок калибры-скобы во время работы увеличиваются в размере и исходный исполнительный размер должен быть минимальным, а допуск — в плюс.

Например, размер проходного калибра-пробки, исходя из рисунка 5.1, равен $PP_{\max} = D_{\min} + Z + H / 2$.

Но в придумывании формул нет необходимости. Исполнительные размеры калибров определим по формулам, приведенным в таблице 1 ГОСТ 24853 (рис. 5.2).

ГОСТ 24853—81 Стр. 7

Таблица 1

Калибр		Номинальный размер изделия, мм							
		до 180				св. 180 до 500			
		Рабочий калибр		Контрольный калибр		Рабочий калибр		Контрольный калибр	
		Размер	Допуск	Размер	Допуск	Размер	Допуск	Размер	Допуск
Для отверстия	Проходная сторона новая	$D_{\min} + Z$	$\pm \frac{H}{2}$	—	—	$D_{\min} + Z$	$\pm \frac{H}{2}$ или $\pm \frac{H_s}{2}$	—	—
	Проходная сторона изношенная	$D_{\min} - Y$	—	—	—	$D_{\min} - Y + \alpha$	—	—	—
	Непроходная сторона	D_{\max}	$\pm \frac{H}{2}$ или $\pm \frac{H_s}{2}$	—	—	$D_{\max} - \alpha$	$\pm \frac{H}{2}$ или $\pm \frac{H_s}{2}$	—	—
Для вала	Проходная сторона новая	$D_{\max} - Z_1$	$\pm \frac{H_1}{2}$	$D_{\max} - Z_1$	$\pm \frac{H_p}{2}$	$D_{\max} - Z_1$	$\pm \frac{H_1}{2}$	$D_{\max} - Z_1$	$\pm \frac{H_p}{2}$
	Проходная сторона изношенная	$D_{\max} + Y_1$	—	$D_{\max} + Y_1$	$\pm \frac{H_p}{2}$	$D_{\max} + Y_1 - \alpha_1$	—	$D_{\max} + Y_1 - \alpha_1$	$\pm \frac{H_p}{2}$
	Непроходная сторона	D_{\min}	$\pm \frac{H_1}{2}$	D_{\min}	$\pm \frac{H_p}{2}$	$D_{\min} + \alpha_1$	$\pm \frac{H_1}{2}$	$D_{\min} + \alpha_1$	$\pm \frac{H_p}{2}$

Примечание. При подсчете исполнительных размеров калибров (наибольших для отверстий и наименьших для валов) необходимо пользоваться следующими правилами округления: округление размеров рабочих калибров (наибольших для отверстий и наименьших для валов) для изделий квалитетов 15—17 следует производить до целого микрометра; для изделий квалитетов 6—14 и всех контрольных калибров размеры следует округлять до величин, кратных 0,5 мкм, при этом допуск на калибры сохраняется; размеры оканчивающиеся на 0,25 и 0,75 мкм следует округлять до величин, кратных 0,5 мкм, в сторону уменьшения производственного допуска изделия.

Рисунок 5.2 — Таблица формул из ГОСТ 24853 для определения исполнительных размеров калибров

В примечании к таблице сказано, что округления выполняют в сторону уменьшения производственного допуска (округление к нулю). Чтобы понять, что такое производственный допуск, рассмотрим схему на рисунке 5.3. Конструктор назначает допуск IT на размер элемента детали (рис. 5.3, а). При проектировании предельных калибров ПР и НЕ для контроля действительного размера этого элемента поля допусков калибров частично перекрывают поле допуска элемента детали, а частично выходят за его пределы и, в зависимости от того, с каким размером будет изготовлен каждый калибр (рис. 5.1), допуск на размер элемента детали, который называется в этом случае производственным $IT_{\text{произв}}$ (рис. 5.3, б), может изменяться.

В соответствии с рисунком, округление исполнительных размеров проходных скоб (ПР) производится в сторону уменьшения размера, а непроходных (НЕ) — в сторону увеличения, а не так, как в математике при округлении натуральных чисел: в сторону ближайшего числа с меньшим количеством десятичных знаков.

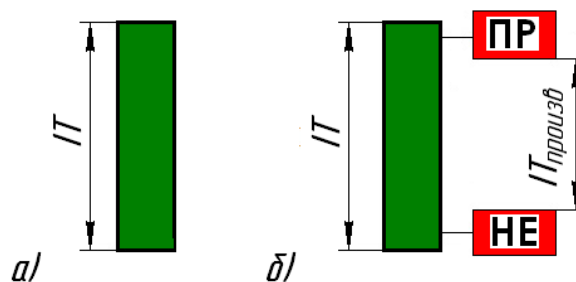


Рисунок 5.3 — Схема, иллюстрирующая понятие производственного допуска

В соответствии с таблицей 1 ГОСТ 24853 наибольший предельный размер рабочего проходного калибра-пробки:

$$ПР_{\max} = D_{\min} + Z + H / 2, \quad (5.1)$$

где Z — отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для отверстия относительно наименьшего предельного размера изделия;

H — допуск для изготовления калибров для отверстия;

наименьший размер изношенного рабочего проходного калибра-пробки:

$$ПР_{\text{изн}} = D_{\min} - Y, \quad (5.2)$$

где Y — допустимый выход размера изношенного проходного калибра для отверстия за границу поля допуска изделия;

наибольший размер рабочего непроходного калибра-пробки:

$$НЕ_{\max} = D_{\max} + H / 2, \quad (5.3)$$

Численные значения Z , H и Y выбираем из таблицы 2 ГОСТ 24853 (рис. 5.4).

При этом учитываем качество допусков изделия ($IT7$) и интервал его размеров (св. 120 до 180): $Z = 6$ мкм; $Y = 4$ мкм; $H = 8$ мкм. Считаем численные значения размеров калибров-пробок:

$$ПР_{\max} = 125,000 + 0,006 + 0,008 / 2 = 125,01 \text{ мм.}$$

Исполнительный размер проходного калибра-пробки $ПР = 125,01_{-0,008} \text{ мм.}$

$$ПР_{\text{изн}} = 125,000 - 0,004 = 124,996 \text{ мм.}$$

Когда калибр-пробка от длительной работы изнашивается, и будет иметь диаметр, равный $ПР_{\text{изн}}$, он будет признан негодным и его нужно изъять из эксплуатации.

$$НЕ_{\max} = 125,040 + 0,008 / 2 = 125,044 \text{ мм}$$

Таблица 2

Квалитеты лопу- сков изделий	Обозначения размеров и допусков	Интервалы размеров, мм											Допуск на форму калибра		
		До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 260	Св. 260 до 315		Св. 315 до 400	Св. 400 до 500
		Размеры и допуски, мкм													
6	Z	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	5	6	7	8	IT1 IT2 IT1
	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	0	0	0	0	
	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	3	3	4	5	6	7	8	9	10	
	H, H _s	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
	H ₁	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
H _p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8		
7	Z, Z ₁	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11	IT2 IT1 IT1
	Y, Y ₁	1,5	1,5	1,5	2	3	3	4	4	6	6	7	8	9	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	H, H ₁	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H _s	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H _p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8	
	8	Z, Z ₁	2	3	3	4	5	6	7	8	9	12	14	16	
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	0	0	0	0	
H		2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
H ₁		3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	
H _s *, H _p		1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	

Рисунок 5.4 — Таблица допусков и отклонений калибров из ГОСТ 24853

Исполнительный размер непроходного калибра-пробки $HE = 125,044_{-0,008}$ мм. Строим схему расположения полей допусков калибров. Она должна соответствовать схеме, приведенной на рисунке 5.1 (рис. 5.5).

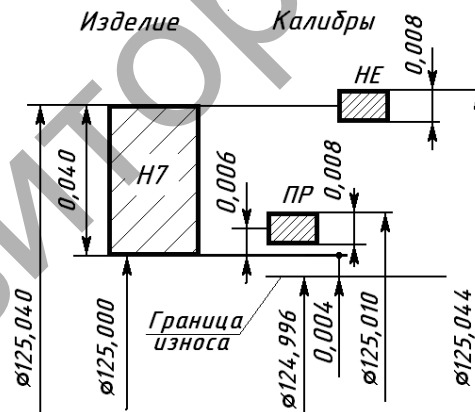


Рисунок 5.5 — Схема расположения полей допусков рабочих калибров-пробок для отверстия Ø125H7

Отклонение формы калибра в соответствии с таблицей 2 ГОСТ 24853 не должно превышать допуска IT2 (для номинального размера 125 мм это 5 мкм) — это допуск круглости.

5.1.2 Расчёт калибров для вала и конторкалибров для них

Определить размеры и допуски формы рабочих калибров-скоб для вала Ø71s6 и контрольных калибров для этих скоб.

По ГОСТ 25346 находим предельные отклонение $ei = 59$ мкм, $IT6 = 19$ мкм, значит $es = 59 + 19 = 78$ мкм. Предельные размеры вала:

$$d_{max} = 71,000 + 0,078 = 71,078 \text{ мм,}$$

$$d_{min} = 71,000 + 0,059 = 71,059 \text{ мм.}$$

В ГОСТ 24853, исходя из того, что контролируемый размер не превышает 180 мм и имеет точность по 6-му качеству, находим схему для расчета (рис. 5.6).

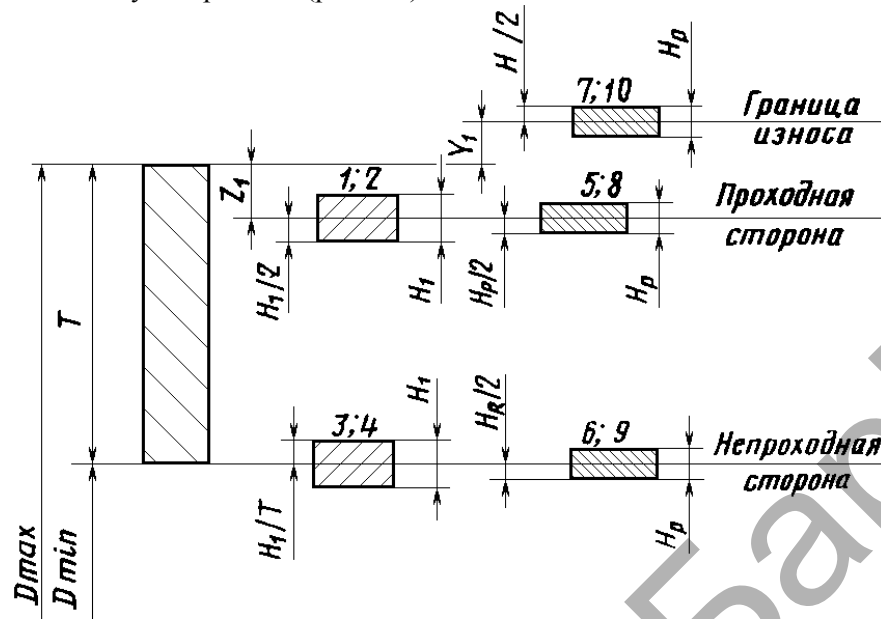


Рисунок 5.6 — Схема расположения полей допусков калибров и контракалибров для вала из ГОСТ 25346

Предельные размеры калибров-скоб определяем по соответствующим формулам таблицы 1 ГОСТ 24853 (рис. 5.2). Наименьший размер проходного рабочего калибра-скобы:

$$ПР_{min} = d_{max} - Z_1 - H_1 / 2, \quad (5.4)$$

где Z_1 — отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для вала относительно наибольшего предельного размера изделия;

H_1 — допуск для изготовления калибров для вала.

Наибольший размер изношенного проходного рабочего калибра-скобы:

$$ПР_{изн} = d_{max} + Y_1, \quad (5.5)$$

где Y_1 — допустимый выход размера изношенного проходного рабочего калибра-скобы для вала за границу поля допуска изделия.

Наименьший размер непроходного рабочего калибра-скобы:

$$НЕ_{min} = d_{min} - H_1 / 2. \quad (5.6)$$

Для контроля рабочих калибров-скоб предусматриваются контрольные калибры (контракалибры). Предельные размеры контракалибров определяются по формулам, также взятым из таблицы 1 ГОСТ 24853 (рис. 5.2). Размер контракалибра для проходного рабочего калибра-скобы равен

$$К-ПР_{max} = d_{max} - Z_1 + H_p / 2, \quad (5.7)$$

где H_p — допуск на изготовление контрольного калибра для скобы.

Размер калибра для контроля износа проходного рабочего калибра-скобы:

$$К-И = d_{max} + Y_1 + H_p / 2. \quad (5.8)$$

Предельные размеры контракалибра для непроходного рабочего калибра-скобы:

$$К-НЕ_{max} = d_{min} + H_p / 2 \quad (5.9)$$

По таблице 2 ГОСТ 24853 (рис. 5.4) с учетом точности изготовления вала по 6-му качеству и его номинального размера 71 мм находим данные для расчёта размеров рабочих калибров-скоб и контрольных калибров для скоб: $Z_1 = 4$ мкм, $Y_1 = 3$ мкм, $H_1 = 5$ мкм, $H_p = 2$ мкм.

$$PP_{\min} = 71,078 - 0,004 - 0,005 / 2 = 71,0715 \text{ мм.}$$

Исполнительный размер проходного рабочего калибра-скобы $PP = 71,0715^{+0,005}$ мм.

$$PP_{\text{изн}} = 71,078 + 0,003 = 71,081 \text{ мм.}$$

Когда размер калибра PP в процессе работы увеличится и будет иметь величину рабочей части, равную $PP_{\text{изн}}$, скобу нужно изъять из эксплуатации для ремонта.

$$HE_{\min} = 71,059 - 0,005 / 2 = 71,0565 \text{ мм.}$$

Исполнительный размер непроходного рабочего калибра-скобы $HE = 71,0565^{+0,005}$ мм.

Подставим в формулы необходимые значения параметров и получим размеры контрольных калибров для рабочих калибров-скоб:

$$K-PP_{\max} = 71,078 - 0,003 + 0,002 / 2 = 71,076 \text{ мм}$$

$$K-I = 71,078 + 0,003 + 0,002 / 2 = 71,082 \text{ мм}$$

$$K-HE_{\max} = 71,059 + 0,002 / 2 = 71,060 \text{ мм}$$

Исполнительные размеры контркалибров $K-PP = 71,076_{-0,002}$ мм, $K-I = 71,082_{-0,002}$ мм, $K-HE = 71,060_{-0,002}$ мм (рис. 5.7).

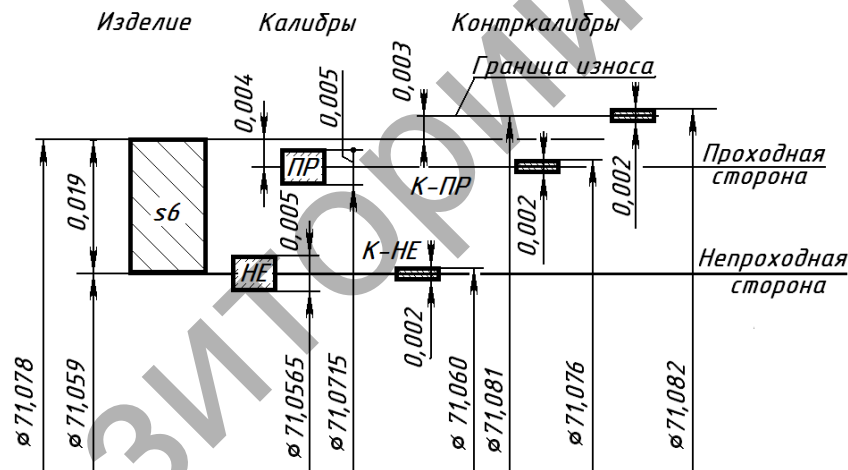


Рисунок 5.7 — Схема расположения полей допусков рабочих калибров-скоб для вала $\varnothing 71s6$ и контрольных калибров для этих скоб

Отклонение формы калибров (допуск круглости) в соответствии с таблицей 2 ГОСТ 24853 не должно превышать допуска $IT2$ (3 мкм), а отклонение формы контрольного калибра — $IT1$ (2 мкм).

5.2 Определение размеров калибров упрощенным методом

А сейчас рассмотрим вариант упрощенного расчета исполнительных размеров калибров, используя данные таблиц ГОСТ 21401. и рекомендации по расчету исполнительных размеров, приведенные в приложении к этому стандарту. Изначально в соответствии с качеством и полем допуска по таблице 1 ГОСТ 21401 выбираем номера таблиц, в которых содержатся необходимые для расчета данные.

5.2.1 Определение размеров калибров-пробок упрощенным методом

Рассчитаем калибры-пробки по приведенному ниже извлечению из стандарта (табл. 5.1).

Таблица 5.1 — Калибры-пробки для отверстий H7

Интервалы размеров D	Новые калибры			Предельный размер изношенного калибра ПР
	Наибольший предельный размер		Нижнее отклонение	
	ПР	НЕ		
Св. 18 до 30	$D + 0,0050$	$D + 0,0230$	- 0,0040	$(D - 1) + 0,9970$
« 30 « 50	0,0055	0,0270		
« 50 « 80	0,0065	0,0325	-0,0050	0,9960
« 80 « 120	0,0080	0,0380	-0,0060	
« 120 « 180	0,0100	0,0440	-0,0080	

По таблице 5.1 для отверстия $\varnothing 125H7$ находим наибольший проходной предельный размер, который для интервала диаметров свыше 120 до 180 мм составляет:

$$ПР_{\max} = D + 0,0100 = 125 + 0,0100 = 125,010 \text{ мм.} \quad (5.10)$$

Допуск на изготовление калибра пробки ПР 0,008 мм. В результате исполнительный размер проходного калибра-пробки равен $ПР = 125,010_{-0,008}$ мм. Изнашиваться проходной калибр-пробка может до размера

$$ПР_{\text{изн}} = (D - 1) + 0,996 = (125 - 1) + 0,996 = 124,996 \text{ мм.} \quad (5.11)$$

Максимальный диаметр непроходной калибра-пробки равен

$$НЕ_{\min} = D + 0,044 = 125,044 \text{ мм.} \quad (5.12)$$

Допуск на изготовление калибра-пробки НЕ равен 0,008 мм. Исполнительный размер: $НЕ = 125,044_{-0,008}$ мм.

5.2.1 Определение размеров калибров-скоб упрощенным методом

Калибры-скобы для вала $\varnothing 71s6$ рассчитаем по извлечению из таблицы 11 ГОСТ21401 (табл. 5.2). Упрощенного расчета исполнительных размеров контракалибров ГОСТ 21401 не предусматривает.

Таблица 5.2 — Калибры-скобы для валов s6

Интервалы размеров D	Новые калибры			Предельный размер изношенного калибра ПР
	Наименьший предельный размер		Верхнее отклонение	
	ПР	НЕ		
Св. 18 до 30	$D + 0,0430$	$D + 0,0330$	- 0,0040	$D + 0,0510$
« 30 « 50	0,0535	0,0410		0,0620
« 50 « 65	0,0655	0,0505	-0,0050	0,0750
« 65 « 80	0,0715	0,0565		0,0810
« 80 « 100	0,0850	0,0680	-0,0060	0,0970
« 100 « 120	0,0930	0,0760		0,1050

По таблице 5.2 для диаметра 71 мм определяем исполнительный размер проходного калибра-скобы

$$ПР_{\min} = D + 0,0715 = 71 + 0,0715 = 71,0715 \text{ мм.} \quad (5.13)$$

Допуск на изготовление калибра-скобы ПР 0,005 мм. $ПР = 71,0715^{+0,005}$ мм.

$$ПР_{\text{изн}} + D + 0,081 = 71,081 \text{ мм.} \quad (5.14)$$

$$НЕ_{\min} = D + 0,0565 = 71 + 0,0565 = 71,0565 \text{ мм.} \quad (5.15)$$

Допуск на изготовление калибра-скобы НЕ 0,005 мм. $НЕ = 71,0565^{+0,005}$ мм.

5.3 Конструкция калибров

Выполним эскизы рассчитанных калибров в соответствии с требованиями ГОСТ 14822—69 «Калибры-пробки гладкие проходные неполные диаметром свыше 100 до 300 мм. Конструкция и размеры». Эскизы для калибров-пробок для диаметров свыше 3 до 50 мм надо выполнять по ГОСТ 14810—69 «Калибры-пробки гладкие двусторонние со вставками диаметром свыше 3 до 50 мм. Конструкция и размеры», а для размеров свыше 50 до 100 мм калибры-пробки делаются в соответствии с ГОСТ 14815—69 «Калибры-пробки гладкие проходные с насадками диаметром свыше 50 до 100 мм. Конструкция и размеры» и ГОСТ 14816—69 «Калибры-пробки гладкие непроходные с насадками диаметром свыше 50 до 100 мм. Конструкция и размеры»

Конструкция гладкого проходного калибра-пробки со вставкой ПР для размера $D_{\text{номин.}} = 125$ мм должна соответствовать указанному на рисунке 5.8.

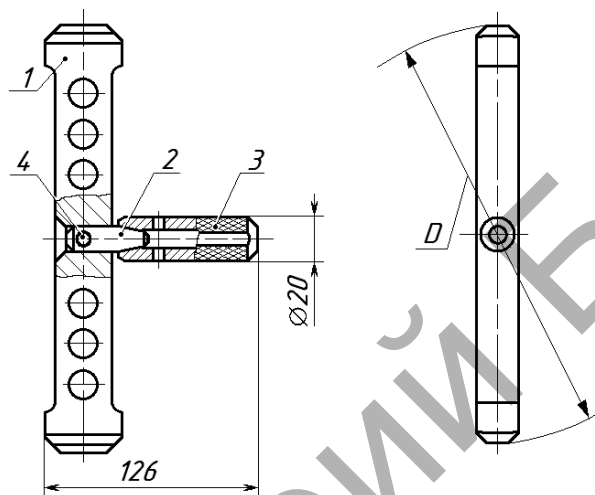


Рисунок 5.8 — Конструкция гладкого проходного неполного калибра-пробки $D_{\text{номин.}} = 125$ мм для контроля отверстия с полем допуска $H7$

Условное обозначение гладкого проходного неполного калибра-пробки $D_{\text{номин.}} = 125$ мм для контроля отверстия с полем допуска $H7$ (из-за большого объема таблиц с указанием обозначений скоб их не привожу — надо смотреть непосредственно в ТНПА):

Калибр-пробка 8140—0108 $H7$ ГОСТ 14822—69.

Конструкция и размеры проходных и непроходных калибров отличаются очень незначительно (см. таблицу на рис. 5.9):

- размером диаметра рабочей части (ПР = $\varnothing 125_{-0,008}$ мм, НЕ = $\varnothing 125,044_{-0,008}$ мм);
- высотой рабочей части;
- высотой пробки.

Конструкция и размеры проходной неполной насадки ПР в соответствии с чертежом 2 и таблицей 2 ГОСТ 14822. Условное обозначение проходной насадки ПР $D_{\text{номин.}} = 125$ мм для контроля отверстия с полем допуска по $H7$:

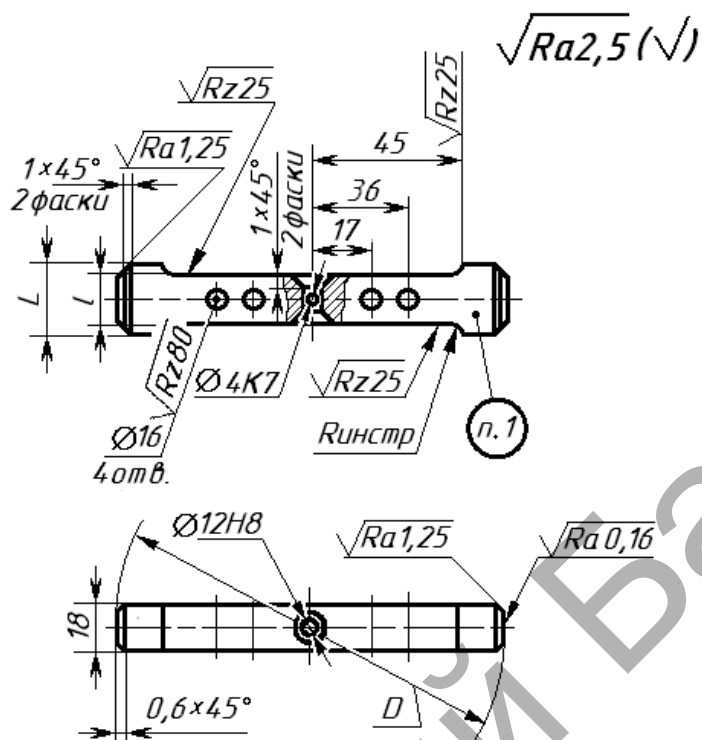
Насадка 8140—0108/001 $H7$ ГОСТ 14822—69.

Чертежи калибра-пробки гладкого непроходного неполного и насадки НЕ выполняется по ГОСТ 14823—69 «Калибры-пробки гладкие непроходные неполные диаметром свыше 75 до 300 мм. Конструкция и размеры». Условное обозначение гладкого непроходного неполного калибра-пробки $D_{\text{номин.}} = 125$ мм для контроля отверстия с полем допуска $H7$:

Калибр-пробка 8140—0158 $H7$ ГОСТ 14823—69;

условное обозначение непроходной насадки НЕ $D_{\text{номин.}} = 125$ мм для контроля отверстия с полем допуска по $H7$:

Насадка 8140—0158/001 H7 ГОСТ 14822—69.



Пробка	L	l	D	ТНПА
ПР	38	30	Ø125-0,008	ГОСТ 14822-69
НЕ	30	24	Ø125,044-0,008	ГОСТ 14823-69

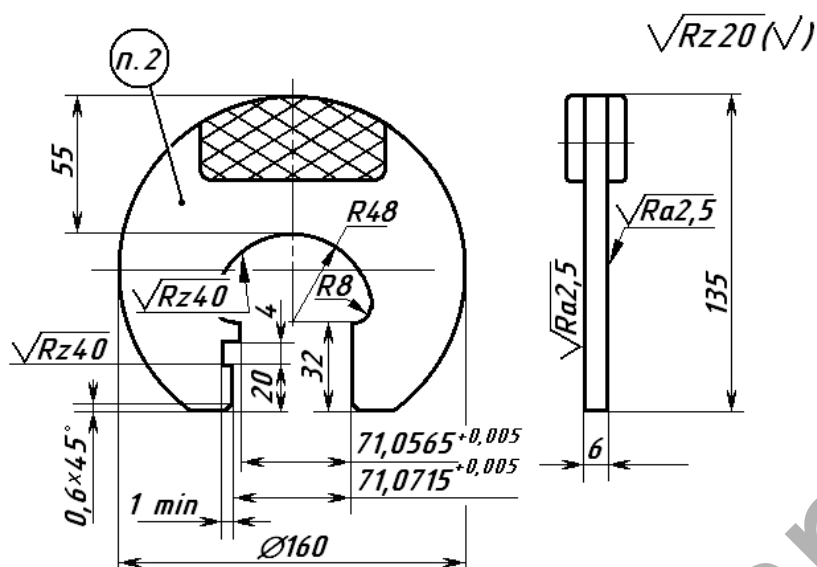
1 Маркировать - по ГОСТ 2015

Рисунок 5.9 — Конструкция и размеры проходной и непроходной неполных насадок для калибров-пробок контроля отверстия Ø125H7 мм

Эскиз калибра-скобы выполним в соответствии с требованиями ГОСТ 18360—93 «Калибры-скобы листовые для диаметров от 3 до 260 мм. Размеры» (рис. 5.10).

Условное обозначение гладкого одностороннего двупредельного листового калибра-скобы диаметром $D_{\text{номин}} = 71$ мм для контроля вала с полем допуска s6:

Калибр-скоба 8113-0165 s6 ГОСТ 18360—93.



1 Технические требования по ГОСТ 2015

2 Маркировка - по ГОСТ 2015 с добавлением десятичного обозначения калибра-скобы

Рисунок 5.10 — Конструкция и размеры гладкого одностороннего двупредельного листового калибра-скобы для контроля диаметра вала $D_{\text{номин}} = 71$ мм с полем допуска $\pm 0,005$

5.4 Измерения калибра при изготовлении

Вне зависимости от типа производства измерение рабочих элементов калибров, а именно они нас интересуют, по причине их высокой точности, производится универсальными средствами измерения. Измерение рабочих размеров калибров-пробок выполняется относительным методом с помощью оптиметра ИКВ и комплекта образцовых концевых мер 1-го разряда для его настройки (Концевые меры образцовые 1-КО ГОСТ 9038—90) (рис. 5.11).

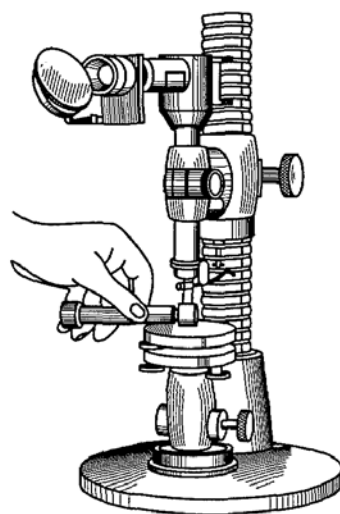


Рисунок 5.11 — Измерение рабочих размеров калибров-пробок с помощью оптиметра ИКВ

Измерение исполнительных размеров калибров-скоб выполним с помощью горизонтального оптиметра (рис. 5.12), например, ИКГ-3 или блока концевых плоскопараллельных мер из комплекта образцовых концевых мер 1-го разряда.



Рисунок 5.12 — Горизонтальный оптиметр

Использованные источники

- 1 ГОСТ 2015—84 «Калибры гладкие нерегулируемые. Технические требования».
- 2 ГОСТ 9038—90 «Меры длины концевые плоскопараллельные. Технические условия».
- 3 ГОСТ 14810—69 «Калибры-пробки гладкие двусторонние со вставками диаметром свыше 3 до 50 мм. Конструкция и размеры»
- 4 ГОСТ 14815—69 «Калибры-пробки гладкие проходные с насадками диаметром свыше 50 до 100 мм. Конструкция и размеры»
- 5 ГОСТ 14816—69 «Калибры-пробки гладкие непроходные с насадками диаметром свыше 50 до 100 мм. Конструкция и размеры»
- 6 ГОСТ 14822—69 «Калибры-пробки гладкие проходные неполные диаметром свыше 100 до 300 мм. Конструкция и размеры».
- 7 ГОСТ 14823-69 «Калибры-пробки гладкие непроходные неполные диаметром свыше 75 до 300 мм. Конструкция и размеры». ГОСТ 18360—93 «Калибры-скобы листовые для диаметров от 3 до 260 мм. Размеры».
- 8 ГОСТ 21401—75 «Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Исполнительные размеры»
- 9 ГОСТ 24853-81 «Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски»
- 10 ГОСТ 25346-89 «ОНВ Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений»
- 11 ГОСТ 27284—87 «Калибры. Термины и определения»
- 12 История празднования Всемирного дня стандартов. Электронный ресурс http://www.standartizac.ru/certification/istoriya_prazdnovaniya.html Время доступа 18.12.12 в 19-03
- 13 Электронный ресурс <http://www.standartizac.ru/certification/data2.html> Время доступа 18.12.12. в 18-48

6 Назначение параметров точности зубчатого колеса и передачи и средств измерения

Если посмотреть литературу, то найдется много разных вариантов классификации зубчатых передач. Например, такие:

- с параллельными, пересекающимися и со скрещивающимися осями;
- прямозубые, косозубые, шевронные и с криволинейным зубом;
- открытые и закрытые;
- тихоходные, для средних скоростей, быстроходные;
- одно- и многоступенчатые;
- внешнее, внутреннее и реечное зацепление;
- с эвольвентным, круговым профилем зуба;
- по точности зацепления.

А где главная классификация? Та, ради которой делают зубчатую передачу: по функциональному назначению. Потому, что сами по себе зубчатые колеса годятся только на грузило или гвозди на них можно выпрямлять. А вот передача нужна для выполнения самой разной работы: точно передавать вращение, передавать большие усилия или просто изменять частоту вращения. Это можно делать медленно или быстро (тихоходные передачи имеют окружную скорость вращения до 3 м/с, среднескоростные — до 15 м/с, скоростные — свыше 15 м/с). Именно функциональное назначение и является главным в классификации зубчатых передач.

Исходя из назначения, предусмотрены основные качественные требования к зубчатым колесам и передачам. Это нормы точности: кинематической, плавности, контакта зубьев. Каждой нормы предусмотрено по 12 степеней. Их разработали с запасом на будущее и сейчас самые точные 1-ю и 2-ю степени обеспечить при изготовлении еще невозможно.

Кроме норм точности для передач весьма важен зазор между зубчатыми колесами, нужный для компенсации погрешностей расположения колес и валов при изготовлении и монтаже и изгибе зубьев при работе, обеспечивающий нормальную работу при нагревании колес и их расширении, служащий для проникновения смазки между зубьями колес. Требования к боковому зазору задаются видом сопряжения по нормам бокового зазора.

При выборе степени точности учитывают опыт эксплуатации аналогичных передач (выбор по аналогии), можно воспользоваться таблицами справочников (табличный метод, табл. 6.1) и обязательно при этом используют принцип комбинирования норм точности. Это значит, что для конкретной передачи в зависимости от ее назначения устанавливают различные степени точности (по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев). При комбинировании норм разных степеней точности нормы плавности работы зубчатых колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее или одну степень грубее норм кинематической точности. Нормы контакта зубьев могут назначаться по любым степеням, более точным, чем нормы плавности работы зубчатых колес и передач, а также на одну степень грубее норм плавности.

Комбинирование норм позволяет устанавливать повышенную точность только тех параметров колес, которые важны для удовлетворения эксплуатационных требований; остальные параметры можно выполнять по более грубым допускам, что дешевле. В большинстве случаев степени по нормам контакта совпадают со степенями по нормам плавности; например, для тракторов, грузовых автомобилей применяют степени 7—6—6—С, 8—7—7—С; для редукторов турбин — степени 6—5—5—В. В металлургическом машиностроении применяют сочетание 8—7—7—В. Для делительных и других отсчетных механизмов степени норм кинематической точности и плавности принимают одинаковыми, а иногда кинематическую точность принимают даже на одну степень точнее плавности (например, 4—5—5—D).

Указанное комбинирование норм из разных степеней точности существенно и с точки зрения технологической, поскольку каждая отдельная операция улучшает качество колеса только лишь в отношении показателей одной нормы, а не всех трех норм точности вместе. В этом случае зубчатое колесо можно выхаживать только по одному параметру, а не по трем.

Таблица 6.1

Машины и механизмы	Степень точности
Измерительные колеса, делительные механизмы, зуборезный инструмент	3 — 5
Металлорежущие станки повышенной точности, отсчетные и измерительные устройства, редукторы турбин	3 — 6
Авиационные двигатели	4 — 7
Легковые автомобили	5 — 8
Металлорежущие станки нормальной точности	6 — 8
Редукторы общего назначения	6 — 9
Грузовые автомобили, тракторы, крановые механизмы, ответственные сельхозмашины	8 — 10
Прокатные станы	6 — 10
Сельскохозяйственные машины и механизмы	8 — 11
Транспортирующие машины	9 — 11
Тихоходные машины, лебедки, неотчетные зубчатые колеса сельхозмашин	9 — 10

Можно проследить некоторую связь между окружной скоростью, степенью точности по нормам плавности и шероховатостью поверхности зубьев (табл. 6.2).

Таблица 6.2 — Окружная скорость колес в зависимости от их точности

Тип колес	Окружная скорость, м/с, при степени точности колеса и шероховатости				
	4, 5	6 ($Ra = 1,25$)	7 ($Ra = 1,25$)	8 ($Ra = 2,5$)	9
Прямозубые	Свыше 15	10 — 15 — 20	6 — 10 — 12	2 — 6	2 — 4
Косозубые	Свыше 30	15 — 30	10 — 15 — 20	4 — 10	4 — 10

Степень точности можно определять соответствующими расчетами (расчетный метод). Например, на основе кинематического расчета погрешностей всей передачи и допустимого угла рассогласования можно найти необходимую степень по нормам кинематической точности; из расчета динамики передачи, вибраций и шумовых явлений выбирают степень точности по нормам плавности работы; расчет на прочность и долговечность дает возможность выбрать степень точности по нормам контакта. Но это расчеты деталей машин и в нормировании точности они не рассматриваются.

При проверке качества изготовления зубчатых колес и передач желательно, чтобы контроль был комплексным и выполнялся в условиях, близких к эксплуатационным, при совмещении измерительной базы детали с эксплуатационной (монтажной). Приборы для контроля цилиндрических зубчатых колес разделяют на станковые с устройствами для базирования проверяемых колес и накладные, которые при контроле располагают на колесе. По точности измерения приборы должны иметь классы: А, АВ и В.

6.1 Расчёт элементов зубчатой передачи

У с л о в и е. Для редуктора общего назначения с чугунным корпусом, стальными колёсами ($m = 2,0$ мм) со степенью точности и видом сопряжения 8—В ГОСТ 1643—81, с числом зубьев шестерни $z_{ш} = 40$ и числом зубьев колеса $z_k = 42$, шириной венца $B = 20$ мм, неревверсивной, косозубой передачей с углом наклона зубьев $\beta = 15^\circ$, при окружной скорости передачи до 10 м/с и температуре зубчатых колёс $t_{кол} = 80$ °С и температура корпуса $t_{корп} = 50$ °С, материал колеса — сталь 40Х, материал корпуса — чугун:

- расшифровать обозначение зубчатой передачи;
- рассчитать необходимый гарантированный зазор и возможные свободные повороты зубчатых колёс;
- рассчитать длину общей нормали и допуски на нее;
- установить в соответствии показатели норм кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев, величину гарантированного бокового зазора;
- назначить допуски на выбранные показатели;
- назначить средства измерения для проверки показателей.

6.1.1 Расчет зазоров сопряжения

В соответствии с ГОСТ 1643—81 «ОНВ Передатки зубчатые цилиндрические. Допуски» у рассматриваемого колеса нормы точности кинематической, плавности и пятна контакта приняты по 8-й степени, вид сопряжения *B*, вид допуска, поскольку другого не указано, соответствует виду сопряжения — *b*. Класс отклонения межосевого расстояния, обеспечивающий гарантированный боковой зазор в передаче, также принимаем по умолчанию — *V*.

Расчёт гарантированного бокового зазора, определяющего вид сопряжения, должен производиться с учётом:

- температурного режима работы передачи;
- способа смазывания и окружной скорости зубчатых колёс;
- допустимого свободного поворота зубчатых колёс в пределах бокового зазора.

Величина минимального бокового зазора для колеса $j_{n \min}$, мкм, равна

$$j_{n \min} = j_{n \text{ кол } 1} + j_{n \text{ кол } 2}, \quad (6.1)$$

где $j_{n \text{ кол } 1}$ — зазор для температурной компенсации, мкм;

$j_{n \text{ кол } 2}$ — зазор для размещения слоя смазки, мкм.

Величина бокового зазора для колеса, соответствующая температурной компенсации, определяется по формуле

$$j_{n \text{ кол } 1} = a \cdot [\alpha_{\text{кол}} \cdot (t_{\text{кол}} - 20^\circ) - \alpha_{\text{корп}} \cdot (t_{\text{корп}} - 20^\circ)] \cdot 2 \cdot \sin \alpha, \quad (6.2)$$

при угле профиля исходного контура $\alpha = 20^\circ$ формула (6.2) примет вид:

$$j_{n \text{ кол } 1} = 0,684 \cdot a \cdot [\alpha_{\text{кол}} \cdot (t_{\text{кол}} - 20^\circ) - \alpha_{\text{корп}} \cdot (t_{\text{корп}} - 20^\circ)], \quad (6.3)$$

где a — межосевое расстояние передачи, мм;

$\alpha_{\text{кол}}$, $\alpha_{\text{корп}}$ — коэффициенты линейного расширения для материалов соответственно зубчатых колёс и корпуса, $^\circ\text{C}^{-1}$.

Поскольку приведен только материал тихоходного колеса, то для второго колеса материал можно принять тот же. Принимаем $\alpha_{\text{кол}} = 11,9 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ для зубчатых колёс из стали 40X и $\alpha_{\text{р}} = 10,0 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ для чугунного корпуса (см. табл. 2.1).

Межосевое расстояние a , мм, определяется по формуле

$$\begin{aligned} a &= 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2), \text{ мм} \\ a &= 0,5 \cdot 2,0 \cdot (40 + 42) = 82 \text{ мм} \\ j_{n \text{ кол } 1} &= 0,684 \cdot 0,082 \cdot [11,9 \cdot 10^{-6} \cdot (80 - 20) - 10,0 \cdot 10^{-6} \cdot (50 - 20)] = 0,023 \text{ мм} \end{aligned} \quad (6.4)$$

Величину бокового зазора $j_{n \text{ кол } 2}$, мкм, необходимую для размещения слоя смазки, ориентировочно можно определить

$$j_{n \text{ кол } 2} = 0,01 \text{—} 0,03m, \quad (6.5)$$

причём $0,01m$ принимают для тихоходных передач, а $0,03m$ — для особо скоростных передач. Рассматриваемая передача, имея окружную скорость до 10 м/с, относится к среднескоростным. Принимаем

$$j_{n \text{ кол } 2} = 0,02m = 0,02 \cdot 2 = 0,04 \text{ мм} = 40 \text{ мкм.}$$

Таким образом, расчетный гарантированный боковой зазор $j_{n \min}$, мкм, равен

$$j_{n \min} = 23 + 40 = 63 \text{ мкм.}$$

Сравним полученное значение расчетного гарантированного бокового зазора с табличным значением (табл. 13 ГОСТ 1643) для вида сопряжения *B* и класса отклонений межосевого расстояния *V* при межосевом расстоянии свыше 80 мм до 125 мм: $j_{n \min} = 140$ мкм. Это значение и принимаем для дальнейших расчетов.

Наибольший возможный боковой зазор $j_{n \max}$, мкм, определяется по формуле

$$j_{n \max} = j_{n \min} + 2 \cdot \sin \alpha \cdot (T_{H1} + T_{H2} + 2 \cdot f_a). \quad (6.6)$$

При $\alpha = 20^\circ$ формула (6.6) примет вид:

$$j_{n \max} = j_{n \min} + 0,684 \cdot (T_{H1} + T_{H2} + 2 \cdot f_a), \text{ мкм} \quad (6.7)$$

где f_a — предельное отклонение межосевого расстояния для данного вида сопряжения, таблица 13 ГОСТ 1643, мкм. Для вида сопряжения B и класса отклонений межосевого расстояния V при межосевом расстоянии свыше 80 мм до 125 мм: $f_a = \pm 70$ мкм;

T_{H1}, T_{H2} — допуски на смещение исходного контура соответственно для 1-го и 2-го колёс, которые зависят от для вида сопряжения B , вида допуска b и допуска на радиальное биение зубчатого венца F_r (табл. 15 ГОСТ 1643). Значение F_r определим по таблице 6 ГОСТ 1643 в зависимости от степени точности колеса 8, модуля 2 мм и делительного диаметра d , мм,

$$\begin{aligned} d &= m z_2 / \cos \beta \\ d_1 &= 2 \cdot 42 / \cos 15 = 86,3869 \text{ мм}, \\ d_2 &= 2 \cdot 40 / \cos 15 = 82,2732 \text{ мм}, \end{aligned} \quad (6.8)$$

радиальное биение зубчатого венца при модуле от 1 до 3,5 равно для обоих зубчатых колёс

$$F_{r1} = F_{r2} = 45 \text{ мкм}.$$

Значение допусков на смещение исходного контура 1-го и 2-го колёс: $T_{H1} = T_{H2} = 140$ мкм.

$$j_{n \max} = 140 + (140 + 140 + 2 \cdot 140) \cdot 0,684 = 478,8 \text{ мкм}.$$

Наименьший $\Delta\varphi_{\min}$, град, и наибольший $\Delta\varphi_{\max}$, град, свободный угловой поворот зубчатого колеса (при $\alpha = 20^\circ$) — чаще это делают для кинематических передач — могут быть определены по формулам

$$\Delta\varphi_{\min} = (2 \cdot j_{n \min} / (m \cdot z_k \cdot \cos \alpha)) \cdot 206'', \quad (6.9)$$

$$\Delta\varphi_{\min 2} = (2 \cdot 140 / (2,0 \cdot 42 \cdot 0,94)) \cdot 206 = 730,5'' = 12'10''$$

$$\Delta\varphi_{\max} = (2 \cdot j_{n \max} / (m \cdot z_k \cdot \cos \alpha)) \cdot 206'' \quad (6.10)$$

$$\Delta\varphi_{\max 2} = (2 \cdot 479 / (2,0 \cdot 42 \cdot 0,94)) \cdot 206 = 2499'' = 41'39''.$$

6.1.2 Определение длины общей нормали

Только что мы выполнили расчет бокового зазора. В передачах с регулируемым осевым зазором он настраивается изменением межосевого расстояния. В передачах с постоянным межосевым расстоянием он обеспечивается при нарезании зубьев колёс. Для этого на параметр, характеризующий толщину зуба, задаётся поле допуска с двумя минусами. Таким образом, в передаче гарантируется некий зазор между $j_{n \min}$ зубьями. Величина бокового зазора и допуск на боковой зазор (толщину зуба) задаётся в виде сопряжения (A, B, C, D, E, H). A — вид сопряжения с самым большим зазором, H — с самым малым (минимальный гарантированный зазор равен нулю).

Существует несколько разных геометрических параметров, которыми можно выразить толщину зуба и, следовательно, боковой зазор в передаче и, зная один параметр, можно вычислить любой другой. В соответствии с заданием для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев определим длину общей нормали. Рассматриваемая передача косозубая. Выполним расчет по методике ГОСТ 16532—70 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии» упрощенным методом.

Определим условное число зубьев z_k

$$z_k = Kz, \quad (6.11)$$

где $K = \text{inv } \alpha_t / \text{inv } \alpha$ — коэффициент, зависящий от угла наклона зубьев β (табл. 6.3)

$$z_k = 1,1039 \cdot 42 = 46,3638.$$

Длину общей нормали W , мм, находим по формуле

$$W = (W_{*T}^* + W_n^* + W_x^*) \cdot m, \quad (6.12)$$

где W_{*T}^* — часть длины общей нормали, определяемая величиной целой части найденного значения условного числа зубьев z_K в долях модуля, мм (табл. 6.4);

W_n^* — часть длины общей нормали, определяемая величиной дробной части найденного значения условного числа зубьев z_K в долях модуля, мм:

Таблица 6.3 — Значения K при $\alpha = 20^\circ$ (по табл. 5 и 6 прил. 1 ГОСТ 16532)

Угол наклона зубьев β , градусы	Коэффициент K	Угол наклона зубьев β , градусы	Коэффициент K	Угол наклона зубьев β , градусы	Коэффициент K
8	1,0283	15	1,1039	22	1,2401
9	1,0360	16	1,1192	23	1,2658
10	1,0447	17	1,1358	24	1,2933
11	1,0544	18	1,1538	25	1,3227
12	1,0651	19	1,1730	26	1,3542
13	1,0769	20	1,1938	27	1,3880
14	1,0898	21	1,2161	28	1,4240

$$W_n^* = 0,0140 (z_K - z_T) = 0,0140 (46,3638 - 42) = 0,0050932;$$

W_x^* — часть длины общей нормали, определяемая величиной смещения исходного контура, в долях модуля, мм:

$$W_x^* = 0,6840x = 0. \quad (6.13)$$

$$W = (16,8810 + 0,0050932 + 0) \cdot 2 = 33,7721 \text{ мм.}$$

Таблица 6.4 — Значения W_{*T}^* при $\alpha = 20^\circ$ и $x = 0$ (по табл. 6 прил. 1 ГОСТ 16532)

z_T	W_{*T}^*	z_T	W_{*T}^*	z_T	W_{*T}^*	z_T	W_{*T}^*	z_T	W_{*T}^*	z_T	W_{*T}^*
20	7,6604	27	10,7106	34	10,8086	41	13,8588	48	16,9090	55	19,9592
21	7,6744	28	10,7246	35	10,8227	42	13,8728	49	16,9230	56	19,9732
22	7,6884	29	10,7886	36	10,8367	43	13,8868	50	16,9370	57	19,9872
23	7,7024	30	10,7526	37	13,8028	44	13,9008	51	16,9510	58	20,0012
24	7,7165	31	10,7666	38	13,8168	45	16,8669	52	16,9650	59	20,0152
25	7,7305	32	10,7806	39	13,8308	46	16,8810	53	16,9790	60	20,0292
26	7,7445	33	10,7946	40	13,8448	47	16,8950	54	19,9450	61	20,0432
				40	13,8448	47	16,8950	54	19,9450	61	20,0432
				68	23,0933						

Если колесо прямозубое и без смещения, длину общей нормали W , мм, определяют по формуле

$$W = m \cdot W_1, \quad (6.14)$$

где W_1 — длина общей нормали для зубчатого колеса с модулем $m = 1$ мм. Найдем в таблице 6.5. $W_1 = 13,8728$ мм.

$$W = 2 \cdot 13,8728 = 27,7456 \text{ мм.}$$

Таблица 6.5 — Значения W_1 для прямозубых цилиндрических колес (по табл. 6 прил. 1 ГОСТ 16532)

z_T	W_1	z_T	W_1	z_T	W_1	z_T	W_1	z_T	W_1	z_T	W_1
20	7,6605	27	7,7580	34	10,8086	41	13,8588	48	16,9090	55	19,9592
21	7,6745	28	10,7246	35	10,8230	42	13,8728	49	16,9230	56	19,9732
22	7,6885	29	10,7386	36	10,8370	43	13,8868	50	16,9370	57	19,9872
23	7,7025	30	10,7526	37	13,8028	44	13,9010	51	16,9510	58	20,0012
24	7,7165	31	10,7666	38	13,8168	45	13,9150	52	16,9650	59	20,0152
25	7,7305	32	10,7806	39	13,8308	46	16,8810	53	16,9790	60	20,0292
26	7,7440	33	10,7946	40	13,8448	47	16,8950	54	16,9930	61	20,0430
				40	13,8448	47	16,8950	54	16,9930	61	20,0430
				68	23,0934						

Длина общей нормали имеет отклонение. Чтобы не произошло заклинивания в передаче, это отклонение всегда имеет отрицательное значение. Наименьшее отклонение длины общей нормали E_{Wms} , мкм, находим по таблице 16 ГОСТ 1643, учитывая вид сопряжения B , степень точности по нормам плавности 8 и делительный диаметр $d_1 = 86,3869$ мм: $E_{Wms} = -110$ мкм (слагаемое I). Слагаемое II находим по таблице 17 ГОСТ 1643 в зависимости от допуска на радиальное биение зубчатого венца $F_r = 45$ мкм: $E_{Wms} = -11$ мкм. Таким образом, величина наименьшего отклонения средней длины общей нормали, равная сумме слагаемых I и II $E_{Wms} = -110 - 11 = -121$ мкм.

Допуск на длину общей нормали T_W , мкм, в зависимости от вида сопряжения B , вида допуска b и допуска на радиальное биение зубчатого венца $F_r = 45$ мкм: $T_W = 100$ мкм. Нижнее отклонение для длины общей нормали

$$E_{Wmi} = E_{Wms} - T_W = -121 - 100 = -221 \text{ мкм.} \quad (6.15)$$

Таким образом, в таблице чертежа зубчатого колеса должно быть проставлено значение длины общей нормали: $W = 33,7721^{+0,121}_{-0,221}$.

6.2 Назначение показателей норм точности

Показатели кинематической точности назначаем по таблице 2 ГОСТ 1643. Принимаем F'_{ir} — наибольшую кинематическую погрешность зубчатого колеса.

Допуск на наибольшую кинематическую погрешность зубчатого колеса по таблице 6 ГОСТ 1643 для 8-й степени точности, модуля от 1 до 25 мм и диаметра делительной окружности $d = 86,3869$ мм, т. е. до 125 мм: $F'_i = F_p + f_f = 20 + 14 = 34$ мкм (F_p — накопленная погрешность шага зубчатого колеса, f_f — погрешность профиля зуба).

Показатели плавности работы зубцов назначаем по таблице 3 ГОСТ 1643. Для 8-й степени точности надо учесть значение номинального коэффициента осевого перекрытия ε_β :

$$\begin{aligned} \varepsilon_\beta &= B \cdot \sin \beta / \pi \cdot m, \\ \varepsilon_\beta &= 20 \cdot \sin 15 / 3,14 \cdot 2 = 0,7435. \end{aligned} \quad (6.16)$$

Для прямозубого колеса коэффициент осевого перекрытия равен нулю.

Коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = 0,7435$ меньше граничного значения коэффициента, приведенного в таблице 4 ГОСТ 1643 и равного 3. По таблице 3 ГОСТ 1643 принимаем показатель плавности работы f'_{ir} (местная кинематическая погрешность зубчатого колеса).

Допуск на местную кинематическую погрешность зубчатого колеса f'_{ir} назначаем по таблице 8 ГОСТ 1643. При степени точности 8, модуле $m = 2$ мм и делительном диаметре до 125 мм местная кинематическая погрешность зубчатого колеса $f'_{ir} = 36$ мкм.

Показатель контакта зубьев устанавливаем по таблице 5 ГОСТ 1643 как для колеса со степенью точности 8 при коэффициенте осевого перекрытия ε_β меньше указанного в таблице 4 ГОСТ 1643. Принимаем показатель F_{kr} (суммарная погрешность контактной линии).

В соответствии с таблицей 11 ГОСТ 1643 при 8-й степени точности колеса, модуле 2 мм и ширине зубчатого венца 20 мм допуск на суммарную погрешность контактной линии $F_k = 36$ мкм.

Величины гарантированного бокового зазора для зубчатого колеса и длина средней нормали уже рассчитаны.

Таким образом, мы назначили все нормы точности и бокового зазора и допуски на них.

6.3 Назначение средств измерения для проверки показателей

Для определения показателей кинематической точности колеса (F_p — накопленная погрешность шага зубчатого колеса) применим прибор БВ-5079, и эвольвентомер универсальный БВ-5062 (для проверки f_f — погрешность профиля зуба)

Показатель плавности работы зубцов f'_i (местная кинематическая погрешность зубчатого колеса) проверим эвольвентомером индивидуально-дисковым с устройством для контроля винтовой линии БВ-1089 ($d_a = 20—400$ мм, $m = 1—16$ мм).

Для контроля показателей контакта зубьев F_k (суммарная погрешность контактной линии) используем контактомер универсальный с устройством для контроля осевого и углового шагов БВ-5028.

Проверку длины общей нормали W выполним нормалемером Модель БВ-5045 ТУ 2-034-230-88.

6.4 Чертеж цилиндрического зубчатого колеса

Выполняется в соответствии с ГОСТ 2.403—75 «ЕСКД Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес». В таблицу параметров на чертеже колеса зубчатого внесем следующую обязательную информацию:

- первая часть — основные данные (модуль $m = 2$ мм, число зубьев $z_k = 42$, угол наклона линии зуба $\beta = 15^\circ$, направление линии зуба — надписью «Правое», вид исходного контура ссылкой на ГОСТ 13755—81, коэффициент смещения $x = 0$, степени точности и вид сопряжения по нормам бокового зазора — 8—B 1643—81,;

- вторая часть — данные для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев — длина общей нормали;

- третья часть — справочные данные. В рассматриваемом случае это делительный диаметр — $d = 86,3869$ мм (рис. 6.1).

Если разработчик не задает какой-то параметр, который может быть в таблице, то эту строку надо удалить. Обращаю внимание на то, что части таблицы отделяются друг от друга линией видимого контура толщиной s , а внутри частей разделение выполняется тонкой линией толщиной $s/2$.

Модуль	m	2
Число зубьев	z	42
Угол наклона линии зуба	β	15°
Направление линии зуба	-	Правое
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ13755-81
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности	-	8-B ГОСТ 1643-81
Длина общей нормали	W	$33,7721_{-0,121}^{-0,221}$
Делительный диаметр	d	86,3869
		10 35
		110

Рисунок 6.1 — Пример таблицы параметров зубчатого венца со стандартным исходным контуром

Использованная литература

1 Справочник по производственному контролю в машиностроении. Издание третье, перераб. и доп. Под ред. Д-ра техн. Наук проф. А. К. Кутая. Л., Машиностроение, 1974. – 676 с., ил.

2 Справочник контролера машиностроительного завода. Допуски, посадки, линейные измерения/А. Н. Виноградов, Ю. А. Воробьев, Л. Н. Воронцов и др. Под ред. А. И Якушева. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 527 с., ил. – (Серия справочников для рабочих).

3 Точность и производственный контроль в машиностроении: Справочник / И. И. Балонкина, А. К. Кутай, Б. М. Сорочкин, Б. А. Тайц; Под общ. ред. А. К. Кутая, Б. М. Сорочкина. – Л.: Машиностроение, 1983. – 368 с., ил.

4 ГОСТ 1643—81 ОНВ Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.

5 ГОСТ 16532—70 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии

6 Зубчатая передача. Электронный ресурс http://ru.wikipedia.org/wiki/%C7%F3%E1%F7%E0%F2%E0%FF_%EF%E5%F0%E5%E4%E0%F7%E0 Время доступа 02.01.13 в 19-47.

7 Зубчатые передачи. Общие сведения и классификация зубчатых передач. Электронный ресурс <http://www.prikladmeh.ru/lect4.htm> Время доступа 02.01.13 в 19-50

8 Взаимозаменяемость, методы и средства контроля зубчатых колес и передач. Электронный ресурс <http://www.support17.com/component/content/306.html?task=view> Время доступа 02.01.13 в 20-34

9 Взаимозаменяемость зубчатых колес и передач. Электронный ресурс <http://www.bestreferat.ru/referat-200090.html> Время доступа 02.01.13 в 20-39.

10 Выбор степени точности зубчатых колес. Электронный ресурс <http://www.oskol-stroy.ru/public/vibor-tochnosti-koles/> Время доступа: 13.04.15 в 18-04.

11 Взаимозаменяемость зубчатых колес и передач. xreferat.ru/76/3874-1-vzaimozamenyaemost-zubchatyh-koles-i-peredach.html Время доступа 13.04.15 в 17-56.

12 Служебное назначение и классификация зубчатых колес. Электронный ресурс <http://specural.com/articles/category/15/message/1119/> Время доступа 13.04.15 в 17-35.

13 Зубчатые и червячные передачи. <http://sprav-constr.ru/html/tom2/pages/chapters4/ckm41.html>

14 Смазывание и к. п. д. зубчатых передач. Электронный ресурс <http://www.redutory.ru/literatura/detali-mashin-kuklin/8-13-smazyvanie-i-k-p-d-zubchatykh-peredach.html> Время доступа 16.04.15 в 18-53.

15 Типы зубчатых передач. Электронный ресурс http://zak-u.com/zubchatie_zacepleniya/overview Время доступа 16.04.15 в 19-01.

16 Точность зубчатых передач. Электронный ресурс http://edu.tltsu.ru/er/book_view.php?book_id=4de&page_id=3487 Время доступа 16.04.15 в 19-14.

17 Степени точности и виды сопряжений зубчатых колес и передач. Электронный ресурс http://raschet-reduktorov.ru/zubchatye-kolesa_64/stepeni-tochnosti-vidy-sopryazhenii-zubchatykh-koles-peredach Время доступа 16.04.15 в 19-20.

18 Немного о методах измерения толщины зуба. Электронный ресурс <http://www.chipmaker.ru/topic/67528/> Время доступа 17.04.15 в 9-21.

соединения

7.1 Шпоночные соединения

Шпоночное соединение – один из видов разъемных соединений вала и втулки с использованием дополнительного конструктивного элемента (шпонки), предназначенной для предотвращения их взаимного проворота. Чаще всего шпонка используется для передачи небольшого крутящего момента в соединениях вращающегося вала с зубчатым колесом или со шкивом, но возможны и другие решения, например – защита вала от проворота относительно неподвижного корпуса. Шпоночное соединение применяют, когда к точности центрирования соединяемых деталей не предъявляют жестких требований.

Шпоночное соединение собирается в системе вала. Система вала — это совокупность посадок, в которых предельные отклонения вала в разных посадках одинаковы (при одном номинальном размере и одном качестве точности), а различные посадки достигаются путем изменения предельных отклонений отверстия. Расчет шпоночного соединения носит вспомогательный, можно сказать, развивающий характер. Мы никак не влияем на возникающие в сопряжении зазоры и натяги. При расчете мы их просто узнаем.

В шпоночном соединении надо рассматривать три сопряжения:

- вала со втулкой;
- шпонки с валом;
- шпонки со втулкой.

Вал со втулкой собираются по переходной посадке, которую выбирают в зависимости от условий эксплуатации и ремонта. Менее тугие посадки назначают при частых разборках соединения, при неудобствах разборки, а более тугие — если требуется высокая точность центрирования, при ударных нагрузках и вибрациях:

- $H7/n6$ для зубчатых колес, муфт, звездочек при больших нагрузках, ударах или вибрациях в соединениях, разбираемых обычно только при капитальном ремонте;
- $H7/m6$ при необходимости изредка разбирать соединение;
- $H7/k6$ в среднем дает незначительный зазор (1–5 мкм) и обеспечивает хорошее центрирование, не требуя значительных усилий для сборки и разборки. Применяется чаще других переходных посадок для установки шкивов, зубчатых колес, муфт, маховиков;
- $H7/j_6$ при необходимости облегчить сборку.

Размеры и предельные отклонения размеров призматических шпонок и соответствующих им шпоночных пазов на валах и во втулках устанавливает ГОСТ 23360—78 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки». Стандарт предусматривает три исполнения шпонок (рис. 7.1).

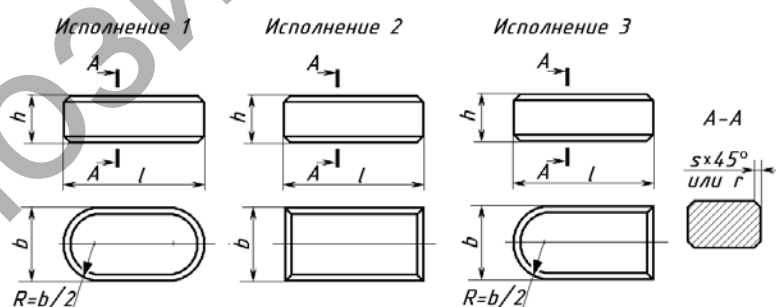


Рисунок 7.1 — Исполнения призматических шпонок по ГОСТ 23360

По ширине шпонка выполняется с предельным отклонением по $h9$. У шпонок высотой от 2 до 6 мм предельные отклонения высоты соответствуют $h9$, а при высоте свыше 6 мм — $h11$. Длина l шпонки выполняется с предельным отклонением $h14$.

Установлены три типа призматических шпоночных соединений с соответствующими отклонениями пазов вала и отверстия: свободное (вал $H9$, отверстие $D10$), нормальное ($N9$, J_s9) и плотное ($P9$, $P9$). Длина паза на валу выполняется с предельным отклонением $H15$.

Назначают допуски симметричности и параллельности и указывают их на чертеже в соответствии с ГОСТ 2.308—79 «Единая система конструкторской документации. Указание на чертежах допусков формы

и расположения поверхностей». Числовые значения допусков симметричности и параллельности расположения определяют по формулам:

$$T_c = 0,6 T_{\text{шпн}}, \quad (7.1)$$

$$T_{\text{п}} = 4,0 T_{\text{шпн}}, \quad (7.2)$$

где $T_{\text{шпн}}$ — допуск ширины шпоночного паза b .

Расчетные значения допустимых отклонений формы и расположения округляют до стандартных по ГОСТ 24643—81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения». В таблице 1 этого стандарта приведены их значения в микрометрах: 0,1; 0,12; 0,16; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 80; 100; 120; 160; 200; 250; 300 и т. д.

Технические требования к шпоночным соединениям предусматривают определенные параметры шероховатости поверхностей пазов.

Условное обозначение призматических шпонок состоит из слова "Шпонка", обозначения исполнения (исполнение 1 не указывают), размеров сечения $b \times h$, длины шпонки l и обозначения стандарта. Пример условного обозначения призматической шпонки исполнения 2 с размерами $b = 4$ мм, $h = 4$ мм, $l = 12$ мм:

Шпонка 2—4×4×12 ГОСТ 23360—78.

7.2 Расчет элементов шпоночного соединения

У с л о в и е. Определить размеры сопрягаемых поверхностей шпоночного соединения выходного конца вала тихоходного диаметром 45 мм, если тип соединения свободный.

Р е ш е н и е. Определяем параметры свободного шпоночного соединения, соответствующего заданию.

Сопряжение вала и отверстия сопрягаемой с ним детали примем с посадкой $\text{Ø}45\text{H7}/\text{m6}$, предполагая редкие разборки.

Размеры сечений пазов на валу и в отверстии и их предельные отклонения должны соответствовать значениям, указанным на рисунке 7.2 и в таблице 7.1. Для диаметра вала $d = 45$ мм по таблице 7.1 выбираем шпонку сечением $b \times h = 14 \times 9$ мм.

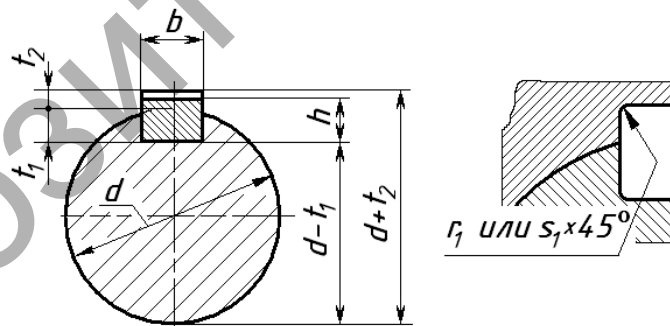


Рисунок 7.2 — Размеры элементов призматического шпоночного соединения

Таблица 7.1 — Размеры пазов. Извлечение из таблицы 2 ГОСТ 23360

В миллиметрах

Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Шпоночный паз						Радиус закругления r_1 или фаска $S_{1 \times 45}$						
		Ширина b соединения				вал t_1				втулка t_2				
		свободное		нормальное		плотное	вал t_1	втулка t_2	номинал	предельное отклонение				
		вал H9	втулка D10	вал N9	втулка Js9						вал u	втулка R9		
Св.17до22	6×6	+0,030 0	+0,078 +0,030	0	-0,030	+0,015 -0,015	-0,012 -0,042	3,5	+0,1 0	2,8	+0,1 0	0,25	0,16	
« 22 « 30	7×7	+0,036 0	+0,098 +0,040	0	-0,036	+0,018 -0,018	-0,015 -0,051	4,0						
	8×7													
« 30 « 38	10×8													
« 38 « 44	12×8													
« 44 « 50	14×9													
« 50 « 58	16×10	+0,043 0	+0,120 +0,050	0	-0,043	+0,021 -0,021	-0,018 -0,061	5,5	+0,2 0		3,8	+0,2 0	0,4	0,25
« 58 « 65	18×11													
« 65 « 75	20×12													
« 75 « 85	22×14	+0,052 0	+0,149 +0,065	0	-0,052	+0,026 -0,026	-0,022 -0,074	6,0			4,3			
« 85 « 95	25×14													
								7,0			4,4			
								7,5			4,9			
								9,0			5,4		0,6	0,4

Примем шпонку исполнения 3 (для открытого шпоночного паза). Длину шпонки l с полем допуска $h14$ выбираем из ряда 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100...450; 500 мм (п. 3 ГОСТ 23360), в интервалах, соответствующих требованиям таблицы 1 ГОСТ 23360, указанным ниже:

размер шпонки	6×6	7×7	8×7	10×8	12×8	14×9
пределы длины	14-70	16-63	18-90	22-110	28-140	36-160
размер шпонки	16-10	18-11	20-12	22-14	24-14	
пределы длины	45-180	50-200	56-220	63-250		

Принимаем 70 мм. Длину L шпоночного паза вала назначаем на 0,5...1,0 мм больше длины шпонки l . Принимаем 71 мм. Во втулке паз долбится напроход и понятие длины к нему неприменимо. Глубина паза на валу $t_1 = 5,5$ мм, а во втулке — $t_2 = 3,8$ мм. Отклонение глубины пазов на валу и во втулке плюс 0,2 мм.

Условное обозначение выбранной шпонки (при заказе):

Шпонка 3—14×9×70 ГОСТ 23360—78.

Для свободного типа соединения предусмотрены размеры пазов по ширине: на валу — 14H9 ($^{+0,043}$) и в отверстии — 14D10 ($^{+0,120}$ / $^{+0,050}$).

Рассчитываем размеры элементов шпоночного соединения и сводим их в таблицу 7.2

Таблица 7.2 — Размеры элементов шпоночного соединения

Элемент	Размер p , мм	Квалитет	Допуск, мкм	Размер, мм		Характер сопряжения	
				min	max	N, S , мкм, min	N, S , мкм, max
Вал и отверстие							
Вал	45	H7	25	45,000	45,025	$S_{\max} =$ $= 16$	$N_{\max} =$ $= 25$
Отверстие	45	m6	16	45,009	45,025		
Шпонка							
Ширина b	14,0	h9	43	13,957	14,000	—	—
Высота h	9,0	h11	90	8,910	9,000		
Длина	70,0	h14	740	69,260	70,000		
Паз на валу							
Ширина $b_{\text{в}}$	14,0	D10	70	14,050	14,120	$S_{\min} =$ $= 50$	$S_{\max} =$ $= 163$
Глубина t_1	5,5	—	200	5,500	5,700		
Длина l	71	H15	1200	69,800	71,000		
Паз во втулке							
Ширина $b_{\text{вт}}$	14,000	H9	43	14,000	14,043	$S_{\min} =$ $= 0$	$S_{\max} =$ $= 86$
Глубина t_2	3,800	—	200	3,800	4,000		

Строим схему расположения полей допусков шпоночного соединения вала и втулки (рис. 7.3).

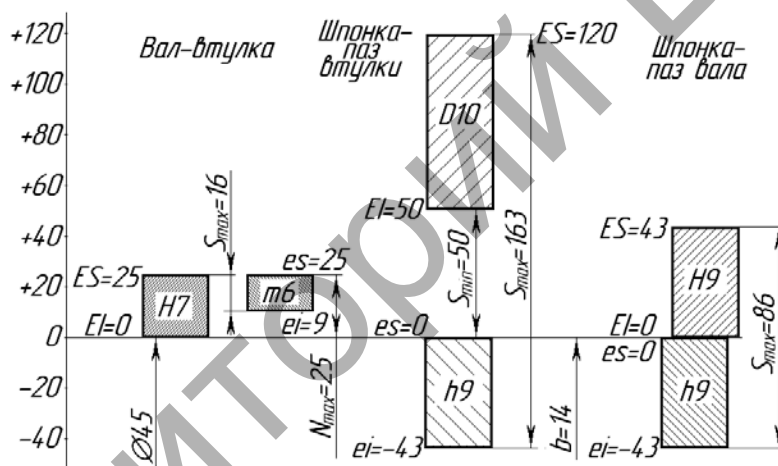


Рисунок 7.3 — Схема расположения полей допусков шпоночного соединения

Назначим параметры шероховатости поверхности элементов шпоночного соединения (см. табл. 7.3):
а) боковые поверхности паза во втулке, выполненного с допуском по десятому квалитету — Ra 6,3;
б) боковые поверхности паза на валу, выполненного с допуском по девятому квалитету — Ra 3,2;
в) дно паза на валу и во втулке — Ra 6,3.

Таблица 7.3 — Зависимость параметров шероховатости поверхности от допуска размера. Извлечение из таблицы приложения 2 ГОСТ 23360

Допуск размера по квалитетам	Номинальные размеры			
	До 18	Св. 18 до 50	Св. 50 до 120	Св. 120 до 500
	Ra , мкм, не более			
IT9	3,2	3,2	6,3	
IT10		3,2		
IT11	6,3	6,3	12,5	
IT12, 13	12,5	12,5	25	
IT14, 15		25	50	

В стандарте в примечаниях к таблице сказано, что шероховатость поверхностей с неуказанными предельными отклонениями — Ra 20 мкм, а параметр шероховатости дна шпоночного паза рекомендуется принимать равным Ra 6,3 мкм.

Для обеспечения собираемости шпоночного соединения назначаем допуск на параллельность шпоночного паза $T_{\text{п}}$ относительно оси детали и допуск симметричности $T_{\text{с}}$ в соответствии с формулами (7.1), (7.2):

$$T_{\text{п}} = 0,6 \cdot 0,043 = 0,0258 \approx 0,025 \text{ мм};$$

$$T_{\text{с}} = 4 \cdot 0,043 = 0,172 \text{ мм}.$$

Полученные результаты округляем до стандартных значений по ГОСТ 24643 для номинального размера $b = 14$. В соответствии с таблицей 4 «Допуски параллельности, перпендикулярности, наклона, торцевого биения и полного торцевого биения» ГОСТ 24643 для допуска параллельности $T_{\text{п}} = 0,0258$ ближайшие значения 0,020 и 0,030 мм. Но в соответствии с пунктом 4 ГОСТ 24643 можно выбрать числовое значение из таблицы 1 стандарта, равное 10, 12, 16, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 80, 100, 120, 160, 200, 250, 300, 400...1600, если оно не предусмотрено степенями точности в таблице 4 ГОСТ 24643. Приняли из таблицы 1 значение допуска параллельности для шпоночного паза на валу $T_{\text{п}} = 0,025$ мм. Аналогично для численного значения допуска симметричности:

$$T_{\text{с}} = 0,172 \approx 0,160 \text{ мм}.$$

7.3 Контроль валов и отверстий втулок со шпоночными пазами в единичном производстве

Проверку качества изготовления элементов соединения выполняем в следующем порядке:

- измеряем диаметры вала и отверстия втулки;
- измеряем ширину шпоночного паза вала и отверстия втулки;
- размер $d - t_1$ вала;
- размер $d + t_2$ вала;
- длину закрытого шпоночного паза на валу;
- длину открытого шпоночного паза на валу.

Выбор средств измерений (СИ) производим с учетом требований ГОСТ 8.051—81 «Государственная система обеспечения единства измерений. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм» и полученные результаты сводим в таблицу 7.4.

Кроме параметров рассчитанного шпоночного соединения может появиться нужда в измерении расстояния закрытого шпоночного паза до торца вала. Обычно он отстоит от торца на 5—10 мм. По 14 качеству допуск составит 0,3—0,36 мм. Допустимая погрешность на его измерение составляет 0,06—0,08 мм. Допустимое значение погрешности ($\pm 0,03$ мм) имеет штангенциркуль с цифровым отсчетным устройством ШЦЦ типа I с диапазоном измерения 0—125 мм и ценой деления 0,01 мм: Штангенциркуль ШЦЦ-I—125—0,01 ГОСТ 166—89.

Остается измерить отклонения расположения шпоночного паза. Допуск параллельности шпоночного паза вала относительно оси измеряют (рис. 7.4) с помощью индикатора рычажно-зубчатого бокового типа ИРБ 5 (Индикатор ИРБ ГОСТ 5584—75), закрепленного в штативе 6 для измерительных головок с ценой деления 0,01 мм с высокой колонкой типа Ш-ПВ с диаметром отверстия под измерительную головку 8 мм (Штатив Ш-ПВ—8 ГОСТ 10197—70). Деталь устанавливают на призмы 1-го типа, 3-го типоразмера, 2-го класса точности 2 (Призмы ПЗ-2 ТУ 2-034-439-88) на плите поверочной 1-го исполнения 2, 3-го класса точности размерами 400×400 (Плита 2—3—400×400 ГОСТ 10905—86).

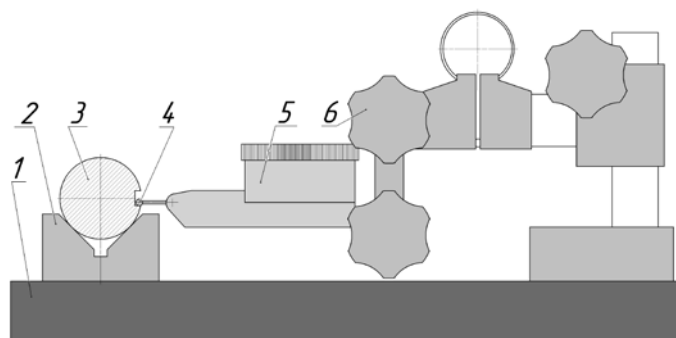


Рисунок 7.4 — Схема измерения отклонения шпоночного паза вала от параллельности

Деталь 3 устанавливают так, чтобы боковая поверхность паза 4 располагалась параллельно плите, и измеряют разницу положения боковой поверхности паза в двух крайних точках. Значение не должно превышать допуска. Возможно измерить отклонение с использованием блока концевых мер, как показано на рисунке 7.5, но концевые меры надо установить не перпендикулярно оси детали, а параллельно.

Допуск соосности шпоночного паза вала относительно оси измеряют по схеме, показанной на рисунке 7.5. Так как требования параллельности и симметричности относятся к допускам расположения, то и предъявляются не к боковым поверхностям шпоночного паза, а к плоскости симметрии шпоночного паза относительно оси шейки вала, на которой он расположен. При измерениях отклонений расположения надо материализовать идеальные модели реальных поверхностей. Плоскости, прилегающие к стенкам шпоночного паза, материализуются блоком концевых мер длины. Набор должен устанавливаться в шпоночный паз без зазора. При этом плоскость симметрии шпоночного паза будет с достаточной точностью совпадать с плоскостью симметрии блока концевых мер.

Таблица 7.4 — Выбор универсальных средств измерений

Измеряемый размер, мм	Квалитет измеряемого размера	Допуск размера, мкм	Величина допускаемой погрешности измерения, мм	Допускаемая погрешность измерения СИ, мкм	Наименование и обозначение выбранного СИ
Ø 45	H7	25	7	±3,5	Нутромер с ценой деления 0,002 мм и диапазоном измерения 18—50 мм: Нутромер 18—50 ГОСТ 9244—75, Набор № 3 концевых мер из стали класса точности 3: Концевые меры 3-НЗ ГОСТ 9038—90
	m6	16	5	±1	Рычажная скоба с диапазоном измерения 25—50 мм: Скоба СР 50 ГОСТ 11098—75. Набор № 3 концевых мер из стали класса точности 3: Концевые меры 3-НЗ ГОСТ 9038—90
b = 14	H9	43	10	±4	Микрометр гладкий с диапазоном измерения 0—25 мм 2-го класса точности: Микрометр МК25—2 ГОСТ 6507—90
b _в = 14	H9			1,2	Набор № 3 концевых мер из стали класса точности 3: Концевые меры 3-НЗ ГОСТ 9038—90
b _{вт} = 14	D10	70	14		
d - t ₁	—	200	45	±4	Микрометр гладкий с диапазоном измерения 25—50 мм 2-го класса точности: Микрометр МК50—2 ГОСТ 6507—90
d + t ₂				±50	Нутромер рычажный электронный МИКРОТЕХ с диапазоном измерения 5-25 мм: Нутромер НЭ-25/30 ТУУ 33.2-30291682-003-2004
l = 70	H14	740	160	±50	Штангенциркуль типа I с диапазоном измерения 0—125 мм и значением отсчета по нониусу 0,1 мм: Штангенциркуль ШЦ-I—125—0,1 ГОСТ 166—89
L = 71	H15	1200	240		

Призмы 4 с четырьмя призматическими выемками, размером 600×100×90 типа II (Призма П1—2 ТУ 2-034-812-88), устанавливаем на плиту поверочную 1 (Плита 2—1—400×400 ГОСТ 10905—86). На призмы устанавливаем деталь 5. Блок концевых мер 3 (Концевые меры 3-НЗ ГОСТ 9038—90) должен плотно входить в шпоночный паз. С помощью индикатора часового типа 2 (Индикатор ИЧ10 кл.1 ГОСТ 577—68), установленного в штатив с низкой колонкой с диаметром отверстия под измерительную головку 8 мм (Штатив Ш-ПН—8 ГОСТ 10197—70), установим вал 5 так, чтобы блок концевых мер был параллелен поверхности плиты поверочной (показания индикатора в положениях *б* и *в* должны быть одинаковыми). Остается измерить положение верхней кромки вала (положение индикатора *а*), как показано на рисунке, и положение верхней поверхности блока концевых мер. Вычислив разницу этих размеров и прибавив к нему половину размера блока, получим размер, который можно сравнить с половиной действительного диаметра вала и сделать вывод о годности детали. Использование для измерений индикатора часового типа обусловлено тем, что допускаемая погрешность измерения допуска соосности (0,160 мм) по ГОСТ 8.051 составляет 40 мкм, а наибольшая разность погрешностей изменений индикатора 0,010 мм, что удовлетворяет требованиям стандарта.

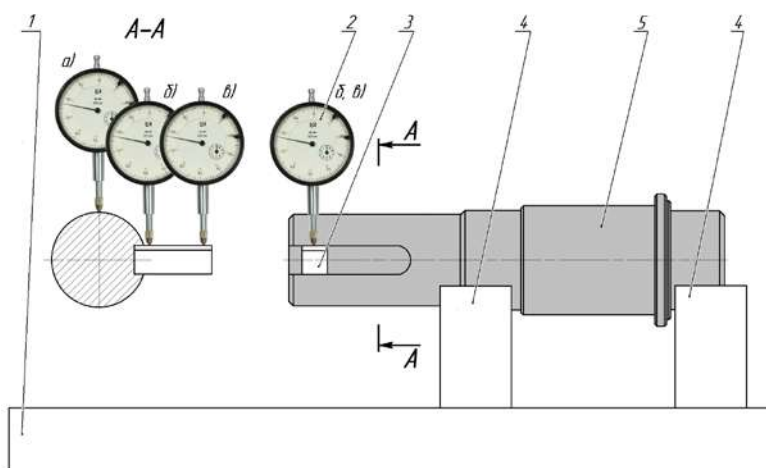


Рисунок 7.5 — Схема измерения отклонения шпоночного паза вала от параллельности

7.4 Контроль элементов шпоночного соединения в массовом производстве

Проверка качества шпоночных пазов выполняется в соответствии с ГОСТ 24109—80 «Калибры для шпоночных соединений. Допуски». Первоначально калибрами выполняется поэлементный контроль, а потом комплексный всех размеров, формы и расположения поверхностей. Выполненной по чертежу считается деталь, признанная годной после проверки всем комплектом калибров.

Проверка начинается с уточнения размеров диаметра d вала и отверстия втулки, для чего применяют известные нам гладкие проходной и непроходной калибры-скобы и калибры-пробки. Примеры их обозначения приведены в разделе «2 Расчёт посадки с натягом и назначение средств измерения элементов сопрягаемых поверхностей», таблица 2.5.

Для контроля ширины пазов b на валах и во втулках используют пазовые калибры. Эти калибры, показанные на рисунке 7.6, изготавливают по ГОСТ 24121 «Калибры пазовые для размеров св. 3 до 50 мм. Конструкция и размеры»:

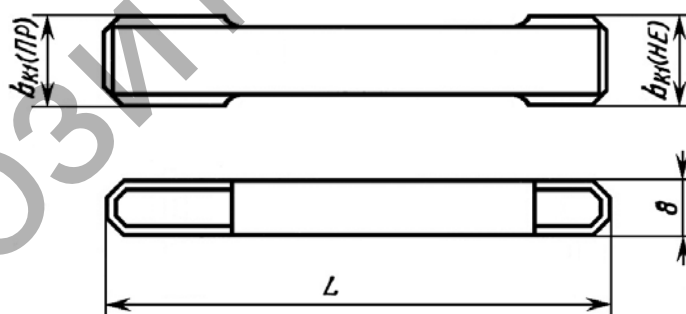


Рисунок 7.6 — Пазовый калибр для контроля ширины пазов на валах и втулках

Обозначения калибров пазовых должны соответствовать указанным в таблице 4 ГОСТ 24121, выдержка из которой приведена ниже:

Таблица 7.5 — Обозначения калибров для контроля пазов. Извлечение из таблицы 4 ГОСТ 24121

$b_{\text{номин.}}$, мм	Обозначение	$b_{\text{номин.}}$, мм	Обозначение
6	8154-0221	16	8154-0226
8	8154-0222	18	8154-0227
10	8154-0223	20	8154-0228
12	8154-0224	22	8154-0228
14	8154-0225	25	8154-0231

Обозначения кодов полей допусков приведены ниже.

Поле допуска	D10	Js9	P9	H9	N9	H11
Код	1	2	3	4	5	6

Пример условного обозначения калибра пазового для контроля шпоночного паза $b = 14H9$ по ГОСТ 23360 (на валу):

Калибр 8154—0225—4 ГОСТ 24121—80.

Условное обозначение калибра пазового для контроля шпоночного паза $b = 14D10$ по ГОСТ 23360 (во втулке):

Калибр 8154—0225—1 ГОСТ 24121—80.

Калибры для проверки глубины шпоночных пазов вала и отверстия втулки (размеров t_1 и $d + t_2$), выполненных по ГОСТ 23360, изготавливают соответственно по ГОСТ 24118—80 «Калибры-глубиномеры шпоночные для валов диаметром от 6 до 200 мм. Конструкция и размеры». Этот калибр показан на рисунке 7.7. И по ГОСТ 24116—80 «Калибры-глубиномеры шпоночные для отверстий диаметром свыше 10 до 90 мм. Конструкция и размеры» (рис. 7.8).

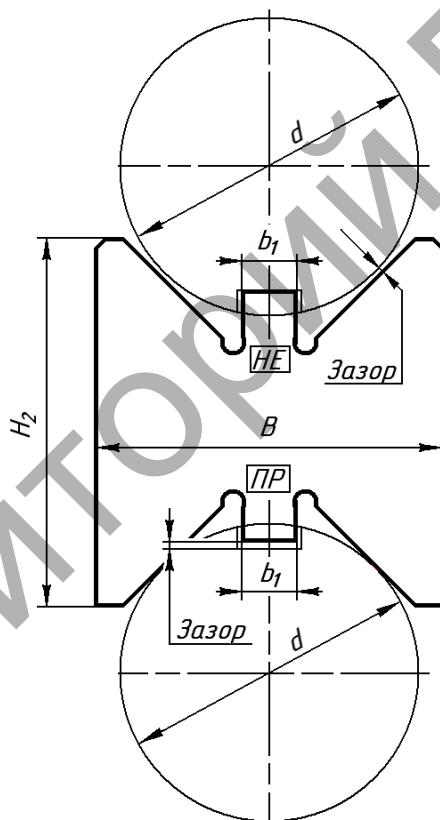


Рисунок 7.7 — Калибр-глубиномер шпоночный для вала и методика измерения им

Условное обозначение калибра-глубиномера для контроля глубины шпоночного паза вала по ГОСТ 23360 с $d = 45$ мм:

Глубиномер 8316-0525 ГОСТ 24118—80.

Обозначение калибров-глубиномеров шпоночных для вала выбираются по таблице 2 ГОСТ 24118, извлечение из которой приведено ниже (табл. 7.6).

Условное обозначение калибра-глубиномера для контроля глубины шпоночного паза отверстия втулки по ГОСТ 23360 с $d = 45$ мм:

Глубиномер 8315-0511 ГОСТ 24116—80.

Таблица 7.6 — Извлечение из таблицы 2 ГОСТ 24118

Диаметр d	t_2 номин	Обозначение	Диаметр d	t_2 номин	Обозначение	Диаметр d	t_2 номин	Обозначение
18	3,5	8316-0509	36	5,0	8316-0521	56	6,0	8316-0532
19		8316-0511	38		8316-0522	60	7,0	8316-0533
20		8316-0512	40		8316-0523	63		8316-0534
22	4,0	8316-0513	42	5,5	8316-0524	65	7,5	8316-0535
24		8316-0514	45		8316-0525	70		8316-0536
25		8316-0515	48		8316-0526	71		8316-0537
28		8316-0516	50		8316-0527	75		8316-0538
30	5,0	8316-0517	52	6,0	8316-0528	80	9,0	8316-0539
32		8316-0518	53		8316-0529	85		8316-0541
35		8316-0519	55		8316-0531	90		8316-0542

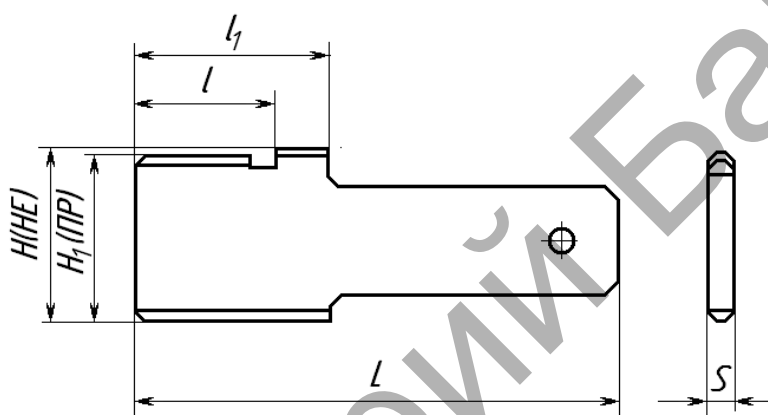


Рисунок 7.8 — Калибр-глубиномер шпоночный для отверстия втулки

Обозначение калибров-глубиномеров шпоночных для отверстия втулки выбираются по таблице 2 ГОСТ 24116, извлечение из которой приведено ниже (табл. 7.7).

Таблица 7.7 — Извлечение из таблицы 2 ГОСТ 24116

Диаметр	t_2 номин	Обозначение	Диаметр	t_2 номин	Обозначение	Диаметр	t_2 номин	Обозначение
18	2,8	8315-0495	36	3,3	8315-0506	56	4,3	8315-0517
19		8315-0496	38		8315-0507	60	4,4	8315-0518
20		8315-0497	40		8315-0508	63		8315-0519
22	3,3	8315-0498	42	3,8	8315-0509	65	4,9	8315-0521
24		8315-0499	45		8315-0511	70		8315-0522
25		8315-0501	48		8315-0512	71		8315-0523
28		8315-0502	50		8315-0513	75		8315-0524
30	5,0	8315-0503	52	4,3	8315-0514	80	5,4	8315-0525
32		8315-0504	53		8315-0515	85		8315-0526
35		8315-0505	55		8315-0516	90		8315-0527

- комплексные шпоночные калибр-призму и калибр-пробку.

Шпоночные калибры-призмы контролируют допуск расположения паза на валу. Изготавливаются по ГОСТ 24114 «Калибры-призмы шпоночные для валов диаметром св. 22 до 200 мм. Конструкция и размеры» — рисунок 7.9.

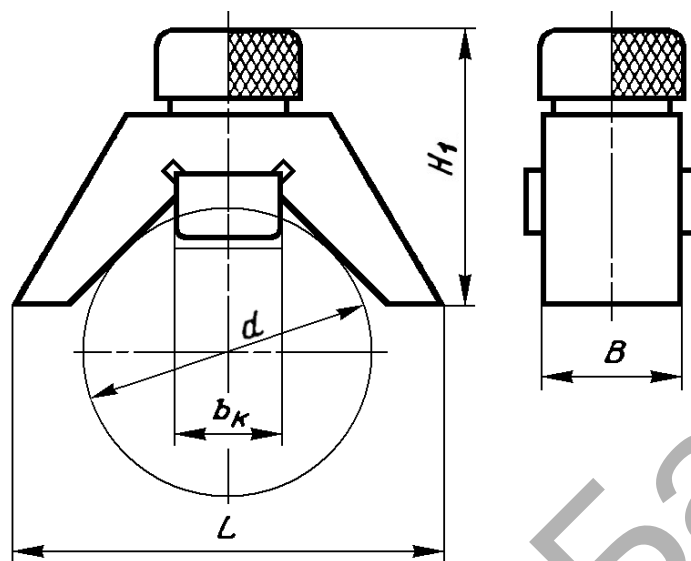


Рисунок 7.9 — Калибр-призма для контроля отклонения от расположения пазов на валах

В технической документации условное обозначение калибра-призмы для контроля отклонения от расположения шпоночного паза $b = 14H9$ на валу диаметром $d = 45$ мм по ГОСТ 23360 должно иметь следующий вид (обозначение берется из таблицы 7.8):

Призма 8314—0086—H9 ГОСТ24114—80.

Таблица 7.8 — Извлечение из таблицы 5 ГОСТ 24114

Диаметр, мм	b номин., мм	Обозначение калибров-призм	Диаметр, мм	b номин., мм	Обозначение калибров-призм	Диаметр, мм	b номин., мм	Обозначение калибров-призм
24	8	8315-0075	42	12	8314-0085	63	18	8314-0095
25		8314-0076	45	14	8314-0086	65		8314-0096
28		8314-0077	48		8314-0087	70	8314-0097	
30		8314-0078	50		8314-0088	71	8314-0098	
32	8314-0079	52	8314-0089		75	8314-0099		
35	10	8314-0081	53	16	8314-0091	80	22	8314-0101
36		8314-0082	55		8314-0092	85		8314-0102
38		8314-0083	56		8314-0093	90	25	8314-0103
40		8314-0084	60		18	8314-0094		95

Шпоночные комплексные калибры-пробки изготавливаются по:

- ГОСТ 24110—80 «Калибры-пробки шпоночные диаметром от 9 до 18 мм. Конструкция и размеры»;
- ГОСТ 24111—80 «Калибры-пробки шпоночные диаметром св. 18 до 56 мм. Конструкция и размеры»;
- ГОСТ 24112—80 «Калибры-пробки шпоночные диаметром св. 56 до 125 мм. Конструкция и размеры». Внешний вид калибра представлен на рисунке 7.10. Для рассчитанного шпоночного паза втулки подойдет калибр-пробка по ГОСТ 24111.

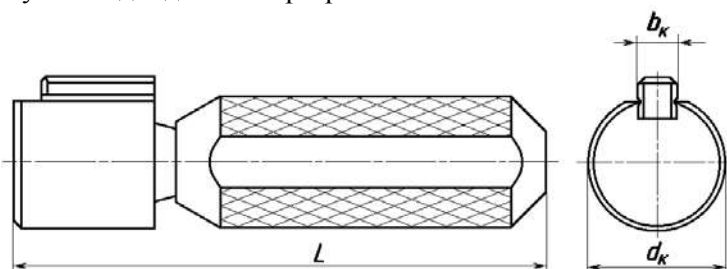


Рисунок 7.10 — Комплексная калибр-пробка шпоночная

Условные обозначения калибров-пробок должны состоять из наименования калибра, его обозначения, кода поля допуска шпоночного паза втулки (см. выше), черты дроби, обозначения поля допуска отверстия втулки и обозначения стандарта. Условное обозначение калибра-пробки для контроля втулки диаметром 45H9 со шпоночным пазом $b = 14D10$ по ГОСТ 23360 (для диаметров св. 18 до 56 мм):

Пробка 8313-0164—1/H7 ГОСТ 24111—80,

Обозначения пробок можно взять из таблицы 7.9.

Таблица 7.9 — Извлечения из таблиц 4 ГОСТ 24110—80, 4 ГОСТ 24111—80 и таблицы 4 ГОСТ 24112—80

Диаметр	b номин.	Обозначение калибров-пробок	Диаметр	b номин.	Обозначение калибров-пробок	Диаметр	b номин.	Обозначение калибров-пробок
18	6	8313-0139	36	10	8313-0159	56	18	8313-0171
19		8313-0149	38		8313-0161	60		8313-0193
20		8313-0151	40	12	8313-0162	63	8313-0194	
22		8313-0152	42		8313-0163	65	8313-0195	
24	8	8313-0153	45	14	8313-0164	70	20	8313-0196
25		8313-0154	48		8313-0165	71		8313-0197
28		8313-0155	50	8313-0166	75	8313-0198		
30		8313-0156	52	8313-0167	80	8313-0199		
32	10	8313-0157	53	16	8313-0168	85	22	8313-0201
35		8313-0158	55		8313-0169	90		25

Длина шпоночного паза и его расположение в массовом производстве контролируют:

- Калибру надо сделать доработку т. к. по стандарту он должен проверять отверстие диаметром 71 мм, а у паза скругление имеет диаметр 14 мм. Пример условного обозначения гладкого одностороннего листового калибра-пробки $D_{\text{номин}} = 71$ мм для контроля длины паза с полем допуска H15:

Калибр-пробка 8141—0056 H15 ГОСТ 14826—69;

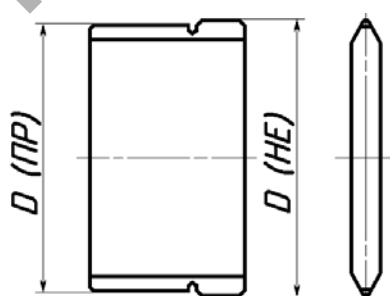


Рисунок 7.11 — Калибр-пробка для контроля длины паза

Обозначения калибров-пробок размеров, соответствующих ГОСТ 23360 приведены ниже. Для других размеров надо подбирать другие предельные калибры.

$D_{\text{номин.}}$	56	63	71	80	90	100
Обозначение калибра-пробки	8141-0054	8141-0006	8141-0056	8141-0013	8141-0017	8141-0021

- расстояние от торца вала до шпоночного паза проверяется калибрами-скобами двусторонними, изготовленными по ГОСТ 24966—81 «Скобы двусторонние для контроля толщины зубьев шлицевых

валов в прямоугольном профиле. Конструкция и размеры». Внешний вид этих скоб представлен на рисунке 7.12.

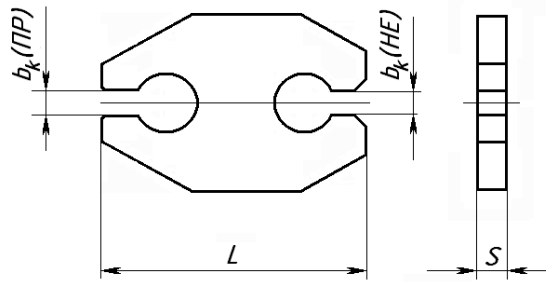


Рисунок 7.12 — Скобы двусторонние для контроля толщины

Условное обозначение скобы $b_{\text{кномин.}} = 5,0$ мм с полем допуска по H14:

Скоба 8316-0486 H14 ГОСТ 24966—81.

Обозначения скоб приведены в таблице 7.10

Таблица 7.10 — Скобы двусторонние для контроля толщины

$b_{\text{кномин.}}$	Обозначение	$b_{\text{кномин.}}$	Обозначение	$b_{\text{кномин.}}$	Обозначение
2,5	8316-0482	6,0	8316-0487	12,0	8316-0493
3,0	8316-0483	7,0	8316-0488	14,0	8316-0494
3,5	8316-0484	8,0	8316-0489	16,0	8316-0495
4,0	8316-0485	9,0	8316-0491	18,0	8316-0496
5,0	8316-0486	10,0	8316-0492		—

- длина открытого шпоночного паза проверяется специальным калибром для высот по ГОСТ 2534—77 «Калибры предельные для глубин и высот уступов. Допуски» (см. приложение, черт. 1), применение которого показано на рисунке 7.13. Специальным калибр называется потому, что стандарты не предусматривают требований к его конструкции и размерам, как это делается во многих других случаях. Назовем его по типу «Калибр предельный для длины шпоночного паза 71H15»

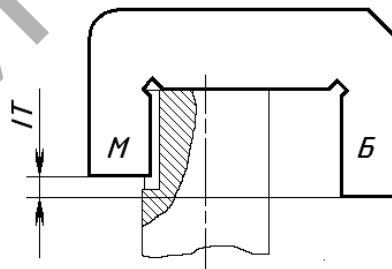


Рисунок 7.13 — Контроль длины открытых шпоночных пазов на валах

Использованные источники

1 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машино-строителя: В 3-х т. Т.2. – 5-е изд., перераб. и доп. – М., Машиностроение, 1979. –559 с., ил.

2 ГОСТ 2.308—79 Единая система конструкторской документации. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.

- 3 ГОСТ 8.051—81 Государственная система обеспечения единства измерений. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм.
- 4 ГОСТ 2534—77 Калибры предельные для глубин и высот уступов. Допуски.
- 5 ГОСТ 166—89 Штангенциркули. Технические условия.
- 6 ГОСТ 868—82 Нутромеры индикаторные с ценой делен 0,01 мм. Технические условия.
- 7 ГОСТ 5584 Индикаторы рычажно-зубчатые с ценой деления 0,01 мм. Технические условия.
- 8 ГОСТ 6507—90 Микрометры. Технические условия.
- 9 ГОСТ 10197—70 Стойки и штативы для измерительных головок. Технические условия.
- 10 ГОСТ 10905—86 Плиты поверочные и разметочные. Технические условия.
- 11 14826—69 Калибры-пробки гладкие односторонние листовые диаметром свыше 50 до 250 мм. Конструкция и размеры.
- 12 ГОСТ 23360—78 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
- 13 ГОСТ 24109—80 Калибры для шпоночных соединений. Допуски.
- 14 ГОСТ 24110—80 Калибры-пробки шпоночные диаметром от 9 до 18 мм. Конструкция и размеры.
- 15 ГОСТ 24111—80 Калибры-пробки шпоночные диаметром св. 18 до 56 мм. Конструкция и размеры.
- 16 ГОСТ 24112—80 Калибры-пробки шпоночные диаметром св. 56 до 125 мм. Конструкция и размеры.
- 17 ГОСТ 24114 Калибры-призмы шпоночные для валов диаметром св. 22 до 200 мм. Конструкция и размеры.
- 18 ГОСТ 24116—80 Калибры-глубиномеры шпоночные для отверстий диаметром свыше 10 до 90 мм. Конструкция и размеры.
- 19 ГОСТ 24118—80 Калибры-глубиномеры шпоночные для валов диаметром от 6 до 200 мм. Конструкция и размеры.
- 20 ГОСТ 24121 Калибры пазовые для размеров св. 3 до 50 мм. Конструкция и размеры.
- 21 ГОСТ 24643—81 Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения.
- 22 ГОСТ 24966—81 Скобы двусторонние для контроля толщины зубьев шлицевых валов в прямобочным профилем. Конструкция и размеры.
- 23 Соломахо В. Л., Цитович Б. В. Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения. — Мн.: Дизайн ПРО, 2004. — 296 с.: ил
- 24 Расчет допусков и посадок. Шпоночные соединения. Электронный ресурс <http://cncexpert.ru/dp014.htm> Время доступа 07.01.13 в 16-09.
- 25 Шпоночные соединения. Электронный ресурс <http://www.webrarium.ru/shponka.html> Время доступа 07.01.13 в 16-14
- 26 Электронный ресурс <http://www.support17.com/component/content/310.html?task=view> Время доступа 30.03.13 в 18-10.
- 27 Выбор допусков и посадок (Рекомендации справочника «Допуски и посадки») http://storage.piter.com/upload/new_folder/978545900290/na%20sait.pdf Время доступа 11.03.15 в 08-01
- 28 Каталог продукции: Нутромер электронный производства МИКРОТЕХ. Электронный ресурс <http://www.microtech-ua.com/index.php?lang=ru&module=catalog&category=164> Время доступа 29.03.15 в 19-00.
- 30 Методы и схемы Определения величины отклонений расположения шпоночного паза вала универсальными средствами измерений. Методические указания к лабораторной работе по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация». Электронный ресурс: <http://5fan.ru/wievjob.php?id=12967> Время доступа 29.05.15 в 21-17.

8 Расчёт предельных отклонений резьбового соединения

8.1 Понятие резьбы

Резьба — равномерно расположенные выступы или впадины постоянного сечения, образованные на боковой цилиндрической или конической поверхности по винтовой линии с постоянным шагом. Резьба является основным элементом резьбового соединения, винтовой передачи и червяка зубчатвинтовой передачи.

Считается, что первая резьба появилась в 15 веке.

Различают резьбы *общего применения* и *специальные*. К первой группе относятся резьбы:

- крепежные (метрическая, дюймовая, модульная, питчевая);
- кинематические (трапецидальная, упорная, прямоугольная);
- трубные и арматурные (трубные цилиндрическая и коническая, метрическая коническая).

Резьбы бывают правая и левая; одно- и многозаходная; треугольные, трапецидальные разные, прямоугольные, круглые и др.

Свыше 60% всех деталей имеют резьбы. Существенный вклад в области нарезания резьбы и повышения ее точности при нарезании внес в 1833 году Джозеф Витворт (Joseph Whitworth), использовав возможности изобретенного Модсли токарного станка с ходовым винтом. До середины XIX века резьба выполнялась заводами различно, без общих норм. В 1841 году в Англии была проведена предложенная Витвортом унификация крепежных резьб и введен в качестве стандартного треугольный профиль с углом в 55° и закругленными вершинами и впадинами, и определенным числом ниток на 1 дюйм длины в зависимости от диаметров. Этот стандарт резьб, носящий название BSW (British Standard Whitworth), применяется и сейчас.

В конце XIX века с развитием метрической системы была разработана метрическая резьба с углом профиля 60° и шагом в метрических единицах, которых сейчас нарезается около 90%.

Приблизительно 80% резьб имеют правую нарезку, причем около 60% из них — резьбы в упор, а остальные — напроход, 42% резьб диаметром 20—42 мм, 96% — длиной до 40 мм, 92% — с шагом до 3 мм. Более половины резьб имеют 6-ю степень точности по ГОСТ 16093.

Расчет резьбовых соединений носит вспомогательный характер: мы не изменяем ни зазоров, ни натягов. Данный раздел поможет систематизировать полученные знания.

8.2 Расчет элементов резьбового соединения

У с л о в и е. Определить предельные размеры и построить поля допусков для резьбового соединения М12. Найти величину диаметральной компенсации для винта при набеге шага 0,012 мм и отклонении угла наклона правой стороны профиля 1E. Действительный средний диаметр резьбы 10,745 мм.

Р е ш е н и е. Расшифруем приведенное обозначение резьбы: в соответствии с ГОСТ 8724—2002 «ОНВ Резьба метрическая. Диаметры и шаги» это метрическая резьба (М) с номинальным диаметром 12 мм, с крупным шагом $P = 1,75$ мм (поскольку не указан) — рисунок 8.1. Высота шестигранной гайки М12 по ГОСТ 5915—70 «Гайки шестигранные класса точности В. Конструкция и размеры» равна 10,8 мм.

Номинальный диаметр резьбы $d = D$		Шаг P									
1-й ряд	2-й ряд	крупный	мелкий								
			4	3	2	1,5	1,25	1	0,75	0,5	
10		1,5					1,25	1	0,75	0,5	
12		1,75				1,5	1,25	1	0,75	0,5	
16		2				1,5		1	0,75	0,5	
	18	2,5			2	1,5		1	0,75	0,5	
20		2,5			2	1,5		1	0,75	0,5	
	22	2,5			2	1,5		1	0,75	0,5	
24		3			2	1,5		1	0,75		
	27	3			2	1,5		1	0,75		
30		3,5		(3)	2	1,5		1	0,75		
	33	3,5		(3)	2	1,5		1	0,75		
36		4		3	2	1,5		1			
	39	4		3	2	1,5		1			
42		4,5	4	3	2	1,5		1			

Рисунок 8.1 — Соответствия номинальных диаметров и шагов метрической резьбы. Фотокопия части таблицы 1 ГОСТ 8724

По ГОСТ 16093—2004 «ОНВ Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором» если в условном обозначении резьбы отсутствует обозначение поля допуска, то это означает, что назначен класс точности «средний» и соответственно поля допусков наружного и среднего диаметров болта $6g$, а среднего и внутреннего диаметров гайки — $6H$.

Поскольку длина свинчивания в обозначении резьбы не указана, то она относится к группе «нормальная» N , при которой для резьбы с шагом $P = 1,75$ мм и номинальным диаметром $d = 12$ мм длина свинчивания должна быть выше 6 до 18 мм (рис. 8.2).

Номинальный диаметр резьбы d, D		Шаг P	Группа длин свинчивания			
			S	N	L	
		Длина свинчивания				
Св 5,6 до 11,2	0,75	» 2,4	» 2,4	» 7,1	» 7,1	
	1	» 3	» 3	» 9	» 9	
	1,25	» 4	» 4	» 12	» 12	
	1,5	» 5	» 5	» 15	» 15	
Св 11,2 до 22,4	0,75	» 2,8	» 2,8	» 8,3	» 8,3	
	1	» 3,8	» 3,8	» 11	» 11	
	1,25	» 4,5	» 4,5	» 13	» 13	
	1,5	» 5,6	» 5,6	» 16	» 16	
	1,75	» 6	» 6	» 18	» 18	
	2	» 8	» 8	» 24	» 24	
	2,5	» 10	» 10	» 30	» 30	
Св 22,4 до 45	0,75	» 3,1	» 3,1	» 9,5	» 9,5	
	1	» 4	» 4	» 12	» 12	
	1,5	» 6,3	» 6,3	» 19	» 19	
	2	» 8,5	» 8,5	» 25	» 25	
	3	» 12	» 12	» 36	» 36	
	3,5	» 15	» 15	» 45	» 45	
	4	» 18	» 18	» 53	» 53	
	4,5	» 21	» 21	» 63	» 63	

Рисунок 8.2 — Длина свинчивания метрической резьбы в зависимости от номинального наружного диаметра и шага. Фотокопия части таблицы 8 ГОСТ 16093

Поскольку нет особых указаний, то резьба общего применения крепежная однозаходная, правая, с плоской формой впадины болта.

Номинальные значения диаметров нормируемой резьбы М12 с крупным шагом, равным $P = 1,75$ находим в таблицах ГОСТ 24705—2004 «ОНВ Резьба метрическая. Основные размеры» (рис.8.3):

- наружный диаметр резьбы соответственно болта и гайки $d = D = 12$ мм;
- внутренний диаметр резьбы соответственно болта и гайки $d_1 = D_1 = 10,106$ мм;
- средний диаметр резьбы — $d_2 = D_2 = 10,863$ мм;
- внутренний диаметр болта по дну впадины — $d_3 = 9,853$ мм.

Продолжение таблицы 1

ГОСТ 24705—2004
В миллиметрах

Номинальный диаметр резьбы D , наружный диаметр резьбы d	Шаг P	Средний диаметр D_2, d_2	Внутренний диаметр D_1, d_1	Внутренний диаметр по дну впадины d_3
10	1,5	9,026	8,376	8,160
	1,25	9,188	8,647	8,466
	1	9,350	8,917	8,773
	0,75	9,513	9,188	9,080
12	1,75	10,863	10,106	9,853
	1,5	11,026	10,376	10,160
	1,25	11,188	10,647	10,466
	1	11,350	10,917	10,773
	0,75	11,513	11,188	11,080
16	0,5	11,675	11,459	11,387
	2	14,701	13,835	13,546
	1,5	15,026	14,376	14,160
	1	15,350	14,917	14,773
18	0,5	15,675	15,459	15,387
	2,5	16,376	15,294	14,933
	2	16,701	15,835	15,546
	1,5	17,026	16,376	16,160
18	1	17,350	16,917	16,773
	0,75	17,513	17,188	17,080

Рисунок 8.3 — Соответствие диаметров резьбы номинальному диаметру и шагу. Фотокопия части таблицы 1 ГОСТ 24705

Числовые значения допусков T диаметров наружной и внутренней резьбы берем из таблиц ГОСТ 16093:

- $T_d = 265$ мкм из таблицы 3 (рис. 8.4) и $T_{D1} = 335$ мкм — из таблицы 4 (рис. 8.5) в зависимости от шага $P = 1,75$ и степени точности 6;

6 Допуски

6.1 Допуски наружного диаметра наружной резьбы T_d должны соответствовать указанным в таблице 3 и внутреннего диаметра внутренней резьбы T_{D1} — в таблице 4.

Таблица 3

Шаг P , мм	Степень точности		
	4	6	8
	Допуск T_d , мкм		
0,75	90	140	—
0,8	95	150	236
1	112	180	280
1,25	132	212	335
1,5	150	236	375
1,75	170	265	425
2	180	280	450
2,5	212	335	530
3	236	375	600
3,5	265	425	670
4	300	475	750
4,5	315	500	800

Рисунок 8.4 — Соответствие допусков на наружный диаметр шагу и степени точности наружной резьбы. Фотокопия части таблицы 3 из ГОСТ 16093

ГОСТ 16093—2004

Таблица 4

Шаг P , мм	Степень точности				
	4	5	6	7	8
	Допуск T_{D1} , мкм				
0,75	118	150	190	236	—
0,8	125	160	200	250	315
1	150	190	236	300	375
1,25	170	212	265	335	425
1,5	190	236	300	375	475
1,75	212	265	335	425	530
2	236	300	375	475	600
2,5	280	355	450	560	710
3	315	400	500	630	800
3,5	355	450	560	710	900
4	375	475	600	750	950
4,5	425	530	670	850	1060

Рисунок 8.5 — Соответствие допуска внутреннего диаметра внутренней резьбы шагу и степени точности.
Фотокопия части таблицы 4 из ГОСТ 16093

- $T_{d2} = 150$ мкм — из таблицы 5 в зависимости от номинального диаметра $d = 12$ мм, ее шага $P = 1, 75$ и степени точности 6 (рис. 8.6);

ГОСТ 16093—2004

Продолжение таблицы 5

Номинальный диаметр резьбы d , мм	Шаг P , мм	Степень точности							
		3	4	5	6	7	8	9	10
		Допуск T_{D2} , мкм							
Св. 5,6 до 11,2	0,75	50	63	80	100	125	(160)	—	—
	1	56	71	90	112	140	180	224	280
	1,25	60	75	95	118	150	190	236	300
	1,5	67	85	106	132	170	212	265	335
Св. 11,2 до 22,4	0,75	53	67	85	106	132	(170)	—	—
	1	60	75	95	118	150	190	236	300
	1,25	67	85	106	132	170	212	265	335
	1,5	71	90	112	140	180	224	280	355
	1,75	75	95	118	150	190	236	300	375
	2	80	100	125	160	200	250	315	400
Св. 22,4 до 45	2,5	85	106	132	170	212	265	335	425
	0,75	56	71	90	112	140	(180)	—	—
	1	63	80	100	125	160	200	250	315
	1,5	75	95	118	150	190	236	300	375
	2	85	106	132	170	212	265	335	425
	3	100	125	160	200	250	315	400	500
	3,5	106	132	170	212	265	335	425	530
	4	112	140	180	224	280	355	450	560
4,5	118	150	190	236	300	375	475	600	

Рисунок 8.6 — Соответствие допуска на средний диаметр номинальному диаметру, шагу и степени точности наружной резьбы. Фотокопия части таблицы 5 из ГОСТ 16093

- $T_{D2} = 200$ мкм — из таблицы 6 в зависимости от номинального диаметра $d = 12$ мм, ее шага $P = 1, 75$ и степени точности 6 (рис. 8.7);

ГОСТ 16093—2004

Таблица 6

Номинальный диаметр резьбы d , мм	Шаг P , мм	Степень точности					
		4	5	6	7	8	9
		Допуск T_{D_2} , мкм					
Св. 5,6 до 11,2	0,75	85	106	132	170	—	—
	1	95	118	150	190	236	300
	1,25	100	125	160	200	250	315
	1,5	112	140	180	224	280	355
Св. 11,2 до 22,4	0,75	90	112	140	180	—	—
	1	100	125	160	200	250	315
	1,25	112	140	180	224	280	355
	1,5	118	150	190	236	300	375
	1,75	125	160	200	250	315	400
	2	132	170	212	265	335	425
	2,5	140	180	224	280	355	450
Св. 22,4 до 45	0,75	95	118	150	190	—	—
	1	106	132	170	212	265	335
	1,5	125	160	200	250	315	400
	2	140	180	224	280	355	450
	3	170	212	265	335	425	530
	3,5	180	224	280	355	450	560
	4	190	236	300	375	475	600
	4,5	200	250	315	400	500	630

Рисунок 8.7 — Соответствие допуска на средний диаметр номинальному диаметру, шагу и степени точности метрической внутренней резьбы. Фотокопия части таблицы 6 из ГОСТ 16093

- допуска на d_1 и D не назначаются.

Числовые значения основных отклонений диаметров наружной и внутренней резьбы в зависимости от шага и основного отклонения берем из таблицы 7 ГОСТ 16093 (рис. 8.8):

- величина основного отклонения es диаметров d , d_2 и d_1 болта одинаковая и равна -34 мкм;
- величина основного отклонения EI диаметров D , D_2 и D_1 гайки также одинаковая и равно нулю.

ГОСТ 16093—2004

7 Основные отклонения

7.1 Числовые значения основных отклонений диаметров наружной и внутренней резьбы должны соответствовать указанным в таблице 7.

Таблица 7

Шаг P , мм	Наружная резьба					Внутренняя резьба			
	Диаметр резьбы								
	d_1, d_2					D_1, D_2			
	Основное отклонение, мкм								
	es					EI			
	d	e	f	g	h	E	F	G	H
0,75	—	-56	-38	-22	0	+56	+38	+22	0
0,8	—	-60	-38	-24	0	+60	+38	+24	0
1	-90	-60	-40	-26	0	+60	+40	+26	0
1,25	-95	-63	-42	-28	0	+63	+42	+28	0
1,5	-95	-67	-45	-32	0	+67	+45	+32	0
1,75	-100	-71	-48	-34	0	+71	+48	+34	0
2	-100	-71	-52	-38	0	+71	+52	+38	0
2,5	-106	-80	-58	-42	0	+80	+58	+42	0
3	-112	-85	-63	-48	0	+85	+63	+48	0
3,5	-118	-90	-70	-53	0	+90	+70	+53	0
4	-125	-95	-75	-60	0	+95	+75	+60	0
4,5	-132	-100	-80	-63	0	+100	+80	+63	0

Рисунок 8.8 — Числовые значения основных отклонений диаметров наружной и внутренней резьбы в зависимости от шага и основного отклонения. Фотокопия части таблицы 7 из ГОСТ 16093

Значения допусков, отклонений диаметров и предельных размеров болта и гайки сводим в таблицу 8.1. Результаты вычислений отражаем на схеме расположения полей допусков — рисунок 8.9.

Таблица 8.1 — Предельные отклонения и размеры диаметров болта и гайки М12
В миллиметрах

Параметры	Болт, диаметры				Гайка, диаметры		
	d	d_2	d_1	d_3	D	D_2	D_1
Допуск T	0,265	0,150	—	—	—	0,200	0,335
Верхнее откл. es, ES	-0,034	-0,034	-0,034	—	—	+0,200	+0,335
Нижнее откл. ei, EI	-0,299	-0,184	—	—	0	0	0
Наибольший диаметр	12,000 - -0,034 = = 11,966	10,863 - -0,034 = = 10,829	10,106 - -0,034 = = 10,072	9,853	Не ограни- чен	10,863 + +0,200 = = 11,063	10,106 + +0,335 = = 10,441
Наименьший диаметр	12,000 - -0,299 = = 11,701	10,863 - -0,184 = = 10,679	Не ограни- чен	—	12,000	10,863	10,106

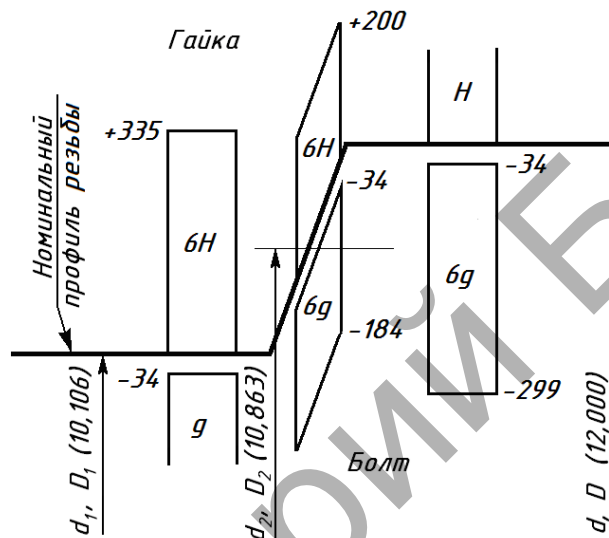


Рисунок 8.9 — Схема расположения полей допусков резьбового соединения М12

8.3 Расчет компенсации отклонений шага и угла наклона стороны профиля

Метрическая резьба чаще всего собирается с зазором. Наличие названных отклонений во многих случаях не позволит это сделать (рис. 8.10, а — отклонение шага). Обеспечить свинчиваемость можно соответствующим изменением действительного среднего диаметра резьбы (рис. 8.10, б). Отклонение шага может быть местным, а может быть и постоянным, возникшим из-за погрешностей в кинематической цепи подачи. Постоянное отклонение, которое обычно превышает местное, называют набегом шага. Набег шага, суммируясь на длине свинчивания, достигает существенной величины.

Посадка метрической резьбы определяется характером сопряжения по боковым сторонам профиля с обязательным зазором по вершинам. Поэтому для обеспечения собираемости резьбы с отклонением шага δ_p (мкм), можно уменьшить средний диаметр. Величина, на которую надо подвести резец, определяется из треугольника BCD и равна длине катета $0,5f_p$ прилежащего к углу $\alpha/2$ (рис. 8.10, в). Величину f_p , мм, называют диаметральной компенсацией погрешности шага резьбы и вычисляют по формуле

$$f_p = 2 \cdot \delta_p / \operatorname{ctg} \alpha/2. \quad (8.1)$$

Для метрической резьбы формула упрощается: $f_p = 1,732 \delta_p$.

Перед введением диаметральной компенсации надо измерить отклонение шага. Кроме этого, надо определить и действительный средний диаметр резьбы винта и гайки, чтобы, после выполнения расчета, принять решение о возможности такой компенсации. При выполнении расчетов надо помнить, что какие угодно манипуляции с резьбой не должны привести к выходу ее профиля за пределы поля допуска. То есть резьба должна оставаться такой же «стандартной», как и была до этого.

Говорить о том, что кто-то будет исправлять отклонения шага или наклона стороны профиля у обыкновенного болта не приходится. Данная процедура оправдывает себя только при большой стоимости винта. Но принцип расчета от этого не изменится.

При погрешности угла профиля резьбы характер рассуждений аналогичный, но рассматривается разница между длиной катета против угла $\alpha/2 = 30^\circ$ и действительной длиной, и формула имеет вид

$$f_\alpha = 0,36 \cdot P \cdot \delta_\alpha, \quad (8.2)$$

где δ_α — средняя ошибка угла наклона сторон профиля, минуты.

Окончательно средние диаметры винта и гайки, называемые приведенными $d_{пр}$, $D_{пр}$, мм, равны

$$d_{2пр} = d_{2действ} - (f_p + f_\alpha) \geq d_{2мин}, \quad (8.3)$$

$$D_{2пр} = D_{2действ} + (f_p + f_\alpha) \leq D_{2макс}, \quad (8.4)$$

где $d_{2действ}$, $D_{2действ}$ — действительные значения среднего диаметра винта и гайки, мм.

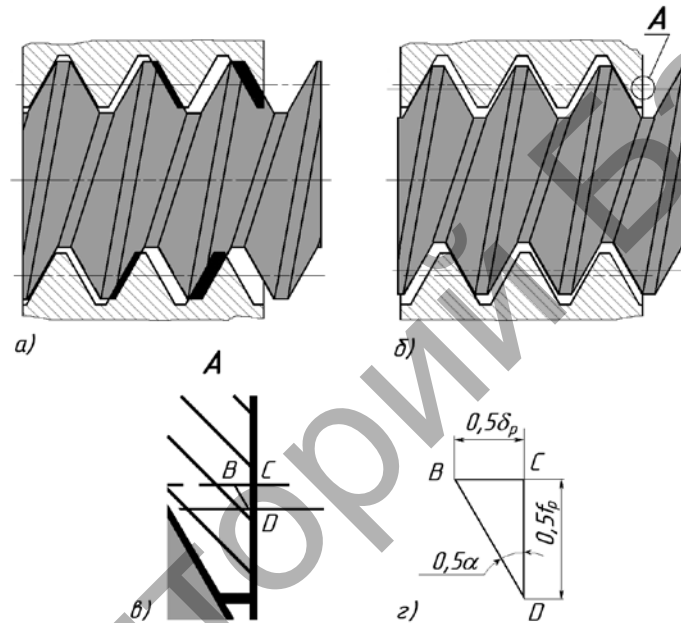


Рисунок 8.10 — Диаметральная компенсация отклонения шага

Знаки неравенства в формулах (8.2) и (8.3) учитывают, что допуск на средний диаметр резьбы включает погрешности формы и размера.

Исходя из данных условия, определим диаметральную компенсацию погрешности шага винта

$$f_p = 1,732 \cdot 12 \cdot = 20,8 \text{ мкм.}$$

Диаметральная компенсация отклонению угла наклона стороны профиля равна

$$f_\alpha = 0,36 \cdot 1,75 \cdot 60 = 37,8 \text{ мкм,}$$

$$d_{2пр} = 10,745 - (0,0208 + 0,0378) = 10,686 \text{ мм.}$$

По стандарту наименьшее допустимое значение среднего диаметра $d_{2мин} = 10,679$ мм, что меньше полученного значения приведенного среднего диаметра. Значит выполнение коррекции диаметра теоретически возможно, но практически после снятия винта со станка для измерения и повторной установки из-за погрешностей установки и неточности попадания резца в винтовую канавку — весьма и весьма сложно.

8.4 Измерение резьбы

В е д и н и ч н о м п р о и з в о д с т в е. Измерение крепежной резьбы можно выполнить поэлементно: проверить номинальный диаметр d (D) и средний диаметр болта d_2 . Методика выбора СИ для проверки номинального диаметра:

- номинальные размеры: наружный — 12 мм, внутренний — 10,106 мм;
- допуски: у болта 0,265 мм, а у гайки — 0,335 мм;
- это соответствует у болта примерно 13-му качеству, а у гайки — 13-му «с запасом»;
- допустимые погрешности измерения: диаметра болта и гайки — 60 мкм;
- линейные измерения наружного диаметра болта и гайки можно выполнить с помощью цифрового штангенциркуля типа I с диапазоном измерения 0—125 мм с шагом дискретности цифрового отсчетного устройства 0,01 мм (Штангенциркуль ШЦЦ-I—125—0,01 ГОСТ 166—89), имеющего предел допускаемой погрешности измерения $\pm 0,03$ мм (60 мкм).

Средний диаметр болта измерим с помощью микрометра со вставками с диапазоном измерения 0—25 мм (МВМ 0—25 ГОСТ 4380—93).

Остальные измерения элементов крепежной резьбы в единичном производстве можно выполнить, например, с помощью универсального измерительного микроскопа, например, УИМ-21. Но надо помнить, что остальные параметры резьбы универсальными средствами измерения в единичном производстве измеряют резьбу только в экономически обоснованных случаях.

В то же время, средний и наружный диаметры гайки реально проверить с помощью резьбовых пробок: проходной для контроля резьбового отверстия с правой резьбой М12×1,75 с полем допуска 6H (Пробка 8261-3053 6H ГОСТ 17756—72) и непроходной (Пробка 8221-1053 6H ГОСТ 17757—72). Глубину нарезки резьбы в глухом отверстии проверим, используя проходную пробку и глубиномер штангенциркуля: сначала измерим у резьбовой пробки размер от конца ручки до начала резьбы, потом, завернув пробку в резьбовое отверстие до упора, измерим выступающую над поверхностью детали часть пробки. Разница в размерах и составит глубину нарезки резьбы. Разрешенный недорез (сбег + недовод) резьбы М12 в соответствии с таблицей 2 ГОСТ 10549—80 «Выходы резьбы. Сбеги, недорезы, проточки и фаски», должен быть не более 7 мм. Можно применять пробку, аналогичную показанной на рисунке 8.11.



Рисунок 8.11 — Пробка для контроля глубины нарезания резьбы в глухих отверстиях

В м а с с о в о м п р о и з в о д с т в е для контроля качества резьбы используют предельные калибры:

- для наружной резьбы проходное кольцо ПР для правой резьбы М12 с полем допуска 6g (Кольцо 8211-0053 6g ГОСТ 17763—72) и непроходное НЕ (Кольцо 8211-1053 6g ГОСТ 17764—72);
- калибры для внутренней резьбы уже выбраны;
- для проверки длины резьбы используется резьбовая пробка проходная, имеющая длину, равную максимально допустимой длине резьбы и лыску, по длине равную допуску на длину резьбы. Такая пробка заворачивается до упора, а поверхность детали должна оказаться на уровне лыски, что говорит о годности детали (рис. 8.12).

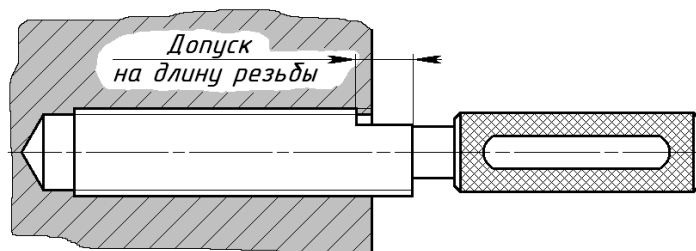


Рисунок 8.12 — Схема контроля глубины резьбы в глухом отверстии

Использованные источники

- 1 Болдин Л. А. Основы взаимозаменяемости и стандартизации в машиностроении: Учебное пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с., ил.
- 2 Дунин-Барковский И. В. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. Учебник для вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., Машиностроение, 1976. – 352 с., ил.
- 3 ГОСТ 166—89 Штангенциркули. Технические условия.
- 4 ГОСТ 4380—93 Микрометры со вставками. Технические условия.
- 5 ГОСТ 5915—70 Гайки шестигранные класса точности В. Конструкция и размеры
- 6 ГОСТ 6507—90 Микрометры. Технические условия.
- 7 ГОСТ 8724—2002 ОНВ Резьба метрическая. Диаметры и шаги.
- 8 ГОСТ 10549—80 Выходы резьбы. Сбеги, недорезы, проточки и фаски.
- 9 ГОСТ 16093—2004 ОНВ Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором.
- 10 ГОСТ 17756—72 Пробки резьбовые со вставками с полным профилем резьбы диаметром от 1 до 100 мм. Конструкция и основные размеры.
- 11 ГОСТ 17757—72 Пробки резьбовые со вставками с укороченным профилем резьбы диаметром от 1 до 100 мм. Конструкция и основные размеры.
- 12 ГОСТ 17763—72 Кольца резьбовые с полным профилем резьбы диаметром от 1 до 100 мм. Конструкция и основные размеры.
- 13 ГОСТ 17764—72 Кольца резьбовые с укороченным профилем резьбы диаметром от 2 до 100 мм. Конструкция и основные размеры.
- 14 ГОСТ 24705—2004 ОНВ Резьба метрическая. Основные размеры.
- 15 Общие принципы взаимозаменяемости резьб. Электронный ресурс <http://allrefs.net/c41/3rb0b/p50/> Время доступа 30.03.15 в 10-47.

9 Назначение посадок и требований точности гладких цилиндрических сопряжений по аналогии

Кроме уже рассмотренных в редукторе сопряжений, значения которых назначены расчетом, есть различные поверхности, характер сопряжений которых назначим по аналогии. К таким случаям относятся:

- соединение крышки с корпусом;
- соединение вала с крышкой при уплотнении манжетой;
- соединение вала с крышкой при уплотнении кольцом;
- соединение крышек и вала при уплотнении с помощью жировых канавок;
- соединение колец подшипников с валом и корпусом;
- соединение втулки с валом;
- соединение муфты (звёздочки, шкива) с валом;
- соединение штифта с корпусом и крышкой редуктора;

9.1 Соединение крышек с корпусом

На рисунке 9.1 показаны торцовая закрепляемая винтами (эти крышки стандартизованы) и закладная крышки (эти крышки придумывает конструктор) без отверстия для прохода вала. Торцовые поверхности этих крышек не используются в качестве базовых для установки подшипников качения. Они служат для закрывания отверстия корпуса и их точное центрирование по отверстию корпуса не требуется. Поэтому поле допуска $d11$ центрирующей поверхности такой крышки принимают согласно ГОСТ 18511—73 «Крышки торцовые глухие. Конструкция и размеры». Между корпусом и крышкой ставится уплотняющая картонная прокладка.

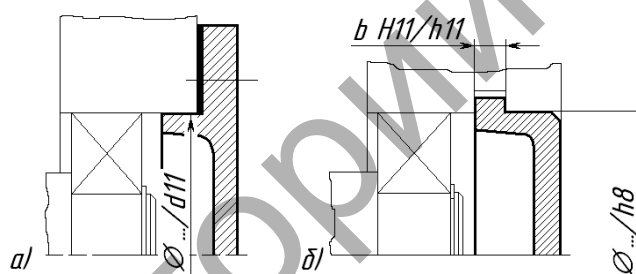


Рисунок 9.1 — Закрепляемая винтами и закладная крышки без отверстия для прохода вала

Торцовые крышки по ГОСТ 18512—73 «Крышки торцовые с отверстием для манжетного уплотнения. Конструкция и размеры», через которые проходят валы, показаны на рисунке 9.2. Они предназначены для герметизации узлов подшипников качения, осевой фиксации подшипников и восприятия осевых нагрузок. Уплотнение выполняется несколькими методами: резиновыми армированными манжетами (ГОСТ 18512), жировыми канавками (ГОСТ 18513—73 «Крышки торцовые с жировыми канавками. Конструкция и размеры»), уплотнительным кольцом (ГОСТ 11641—73 «Крышки торцовые с канавкой для уплотнительного кольца. Конструкция и размеры»). Для ограничения радиального смещения торцовой крышки, поле допуска центрирующего диаметра D задают по $h8$ — $h9$.

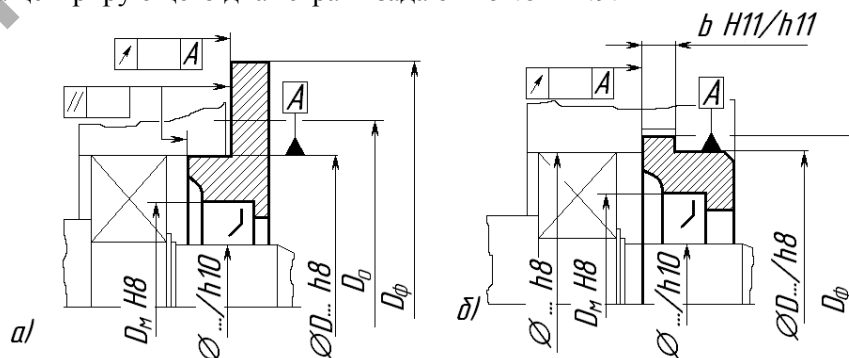


Рисунок 9.2 — Торцовая и закладная крышки с отверстием для прохода вала

Применение резиновых армированных манжет по ГОСТ 8752—79 «Манжеты резиновых

армированные для валов. Технические условия», налагает на конструкцию следующие требования:

- шероховатость поверхности, по которой скользит манжета со скоростью до 5 м/с Ra от 0,63 до 0,32 мкм, при скорости свыше 5 м/с — Ra от 0,32 до 0,16 мкм;
- шероховатость поверхностей фасок, по которым манжета скользит при установке на вал Ra 2,5 или в корпус Rz 20 мкм;
- твердость поверхности трения, не менее, при скорости скольжения до 4 м/с HRC 30, свыше 4 м/с — HRC 50;
- поле допуска вала $h10$, отверстия — $H9$;
- предельное радиальное биение поверхности вала под манжетой, мм, при частоте вращения до 1000 мин⁻¹ — 0,18, свыше 1000 до 2000 — 0,15, свыше 2000 до 3000 — 0,12;
- допуск соосности посадочного места под манжету относительно оси вращения вала, мм, не более при диаметре вала до 55 мм — 0,10, свыше 55 до 120 мм — 0,15.

По ГОСТ 18514—73 «Крышки торцовые узлов подшипников качения. Технические требования» предельные значения торцового биения (рис. 9.2) относительно цилиндрической поверхности D при применении крышек для подшипников классов точности 8, 7, 0 и 6 берут по 8-ой степени точности по ГОСТ 24643 «ОНВ Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения», а для подшипников 5-го класса точности — по 6-й. Для глухой крышки, у которой диаметр D делается с отклонением $d11$ — по 9-й степени.

Поле допуска центрирующей поверхности закладных крышек любой конструкции в целях уплотнения против вытекания смазки также принимают $h8$. Общим для всех закладных крышек является посадка выступа крышки в пазу корпуса, которую принимают $H11/h11$.

Крышки по ГОСТ 11641 с канавкой для уплотнительного кольца посадочный диаметр в корпус D имеют с отклонением $d11$. Отверстие втулки для прохождения вала делается на 1 мм больше диаметра вала, с которым будет сопрягаться уплотнительное кольцо и с основным отклонением $H12$.

Аналогичные требования и при применении крышек торцовых по ГОСТ 18513—73 с жировыми канавками.

9.2 Соединение колец подшипников с валом и корпусом

Значения допусков посадочных поверхностей внутренних и наружных колец подшипников качения установлены в зависимости от их класса точности по ГОСТ 520. Поля допусков и посадки на вал и в отверстие корпуса выбираются по ГОСТ 3325 в зависимости от классов точности подшипников в соответствии с таблицей 2 и раздела 3 ГОСТ 3325.

9.3 Соединение втулок и колец с валом

Втулкой называется деталь, у которой отношение $l/D \geq 0,8$ (рис. 9.3, а), а кольцом — $l/D \leq 0,8$ (рис. 9.3, б). Вызвано это тем, что при посадках с натягом или небольшим зазором при отношении $l/D \geq 0,8$ положение детали на валу определяет цилиндрическая поверхность $l \times D$, а при отношении $l/D \leq 0,8$ — торцовые поверхности А и Б.

Ширина l втулки или кольца является составляющим звеном сборочной размерной цепи, и предельные размеры этого звена определяются по результатам соответствующего расчета или принимаются:

- при регулировке замыкающего звена набором прокладок по $h12$;
- при регулировке винтом или при наличии зазора $h14$;
- в случае обработки детали при сборке — $h11$.

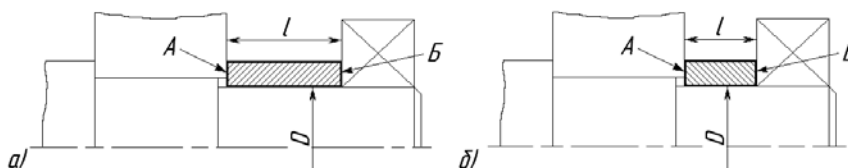


Рисунок 9.3 — К толкованию понятия втулки и кольца

Посадка втулки должна иметь минимальный зазор или некоторый натяг. При большом зазоре втулка превратится в кольцо.

При отсутствии ограничений посадку втулки на вал выполняют $H7/j_6$; $H7/k6$; $H7/m6$.

Для колец требуется создание зазора с валом. Поэтому применяют посадки $H11/d11$; $H10/d10$; $H9/d9$. Если вал вращается быстрее 1500 мин^{-1} , то для предотвращения дисбаланса принимают $H8/h8$; $H8/h7$; $H7/h6$. В случае, показанном на рисунке 9.3, когда диаметр вала D рассчитан для установки других деталей (подшипник), то для гарантии зазора назначают поля допусков отверстий колец $D11$, $D10$, $D9$.

9.4 Соединение муфты (звёздочки, шкива) с валом

Муфты, шкивы, звёздочки устанавливают обычно на консольные концы валов после того, как собран узел. Поэтому одним из основных требований является легкость сборки. В то же время посадка с зазором под действием радиальной силы происходит скольжение втулки по валу и их взаимный износ. Желательно обеспечить натяг. Но такая посадка должна осуществляться с нагревом, а снятие с помощью гидрораспора, что весьма затратно. Приходится применять переходные посадки с меньшей вероятностью зазора.

При применении шпоночного соединения можно использовать следующие посадки:

- для муфт $H7/k6$, $H7/m6$;
- для звёздочек $H7/m6$, $H7/n6$;
- для шкивов $H7/n6$.

9.5 Соединение штифта с корпусом и крышкой редуктора

Из-за обилия конструкций штифтов, будем рассматривать только наиболее применимые для соединения крышки и корпуса редуктора цилиндрические штифты (ГОСТ 3128—70 «Штифты цилиндрические незакаленные. Технические условия»), позволяющие снимать и устанавливать крышку без ухудшения качества сборки редуктора. Эти штифты диаметром от 0,6 до 50 мм по точности рабочей поверхности делятся на три класса точности и три исполнения (рис. 9.4): *A* (исполнение 1), *B* (исполнение 2), *C* (исполнение 3).

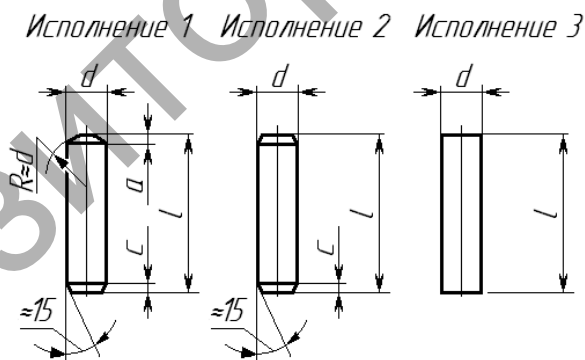


Рисунок 9.4 — Штифты цилиндрические незакаленные по ГОСТ 3128

Рекомендации по установке штифтов приведены в таблице 9.1.

Таблица 9.1 — Рекомендуемые посадки при установке штифтов

Характер посадки	Класс точности (исполнение)		
	A (1)	B (2)	C (3)
С зазором	$F7/m6$	—	$H12/h11$
Переходная	$H7/m6$	$R8/h8$; $H9/h8$	
С натягом	$K7/m6$; $N7/m6$	—	

Устанавливать штифты в корпус рекомендуется с натягом, а в крышку — по переходной посадке или с зазором.

Использованные источники

- 1 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 2. — 5-е изд., перераб. и доп. — М., Машиностроение, 1979. — 559 с., ил.
- 2 Дунаев П. Ф., Леликов О. П., Варламова Л. П. Допуски и посадки. Обоснование выбора. Учеб. пособие для студентов машиностроительных вузов. — М.: Высш. шк., 1984. — 112 с., ил.
- 3 ГОСТ 3128—70 Штифты цилиндрические незакаленные. Технические условия
- 4 ГОСТ 3325—85 Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки.
- 5 ГОСТ 8752—79 Манжеты резиновых армированные для валов. Технические условия.
- 6 ГОСТ 11641—73 Крышки торцовые с канавкой для уплотнительного кольца. Конструкция и размеры.
- 7 ГОСТ 18511—73 Крышки торцовые глухие. Конструкция и размеры.
- 8 ГОСТ 18512—73 Крышки торцовые с отверстием для манжетного уплотнения. Конструкция и размеры.
- 9 ГОСТ 18513—73 Крышки торцовые с жировыми канавками. Конструкция и размеры.
- 10 ГОСТ 18514—73 Крышки торцовые узлов подшипников качения. Технические требования.
- 11 ГОСТ 24643 ОНВ Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения.

10 Размерные цепи

Размерные цепи показывают размерные связи в конструкции машины, в технологических процессах изготовления деталей и сборки, при измерении.

Эти связи зависят от конструкторской, технологической или измерительной задачи.

Размерные цепи позволяют производить расчет номинальных размеров, допусков, координат середин полей допусков и обеспечивать наиболее дешевое достижение точности изделий при конструировании, изготовлении, ремонте и эксплуатации.

10.1 Термины и определения

Размерной цепью (РЦ) называют совокупность размеров, непосредственно участвующих в решении поставленной задачи и образующих замкнутый контур. РЦ обозначают прописной буквой русского или строчная буква греческого (кроме букв α , δ , ξ и ω) алфавитов без индексов, например, А, Б, В, β , γ . При постановке после буквы индекса (например, A_2 , B_1 , B_7 , β_3 , γ_1) получим обозначение одного из звеньев РЦ. Звено размерной цепи — это один из размеров, образующих размерную цепь, изображаемую схемой (рис. 10.1).

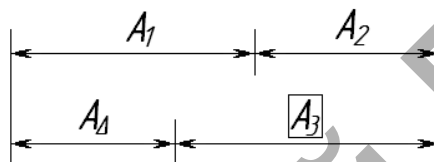


Рисунок 10.1 — Схема размерной цепи

В состав размерной цепи входят:

- замыкающее звено. При обозначении это звено имеет индекс Δ : A_Δ , B_Δ , V_Δ , β_Δ , γ_Δ . Оно может быть исходным в размерной цепи. Например, это может быть зазор между поршнем и цилиндром в двигателе внутреннего сгорания, когда конструктор рассчитывает размеры поршня и цилиндра (рис. 10.2). Но если нам известны размеры поршня и цилиндра и мы вычисляем зазор между ними, то звено РЦ, которое представляет зазор, будет называться замыкающим звеном;

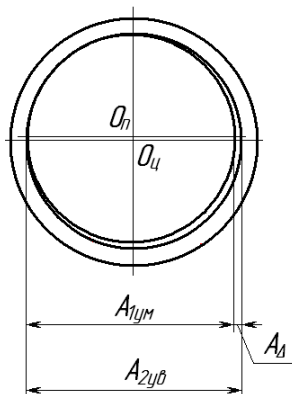


Рисунок 10.2 — Составляющие звенья размерной цепи

- составляющее звено — звено размерной цепи, функционально связанное с замыкающим звеном. Его индекс соответствует порядковому номеру составляющего звена в РЦ.

Составляющие звенья делятся на:

- увеличивающие — звено $A_{2ув}$ на рисунке 10.2 (с их увеличением замыкающее звено тоже увеличивается);

- уменьшающие звенья — звено $A_{1ум}$ на рисунке 10.2, с увеличением которых замыкающее звено уменьшается;

- компенсирующие, изменением значения которого достигается требуемая точность замыкающего звена. Компенсирующее звено обозначается соответствующей буквой, заключенной в прямоугольник (см. звено A_3 на рисунке 10.1).

База — это принадлежащая заготовке или изделию поверхность или сочетание поверхностей, ось, точка, которые используются для базирования (начала отсчета).

Размерные цепи делятся на виды:

- основная размерная цепь — размерная цепь, замыкающим звеном которой является размер, обеспечиваемый в соответствии с решением основной задачи;
- производная размерная цепь — размерная цепь, замыкающим звеном которой является одно из составляющих звеньев основной размерной цепи;
- конструкторская размерная цепь — размерная цепь, определяющая расстояние или относительный поворот между поверхностями или осями поверхностей деталей в изделии;
- технологическая размерная цепь — размерная цепь, обеспечивающая требуемое положение между поверхностями изготавливаемого изделия при сборке, обработке, настройке станка, при расчете межпереходных размеров;
- измерительная размерная цепь — размерная цепь, возникающая при определении расстояния или относительного поворота между поверхностями, их осями или образующими поверхности изделия;
- линейная размерная цепь — размерная цепь, звеньями которой являются линейные размеры;
- угловая размерная цепь — размерная цепь, звеньями которой являются угловые размеры. Звенья угловой размерной цепи обозначаются только греческими буквами;
- плоская размерная цепь — размерная цепь, звенья которой расположены в одной или нескольких параллельных плоскостях;
- пространственная размерная цепь — размерная цепь, звенья которой расположены в непараллельных плоскостях.

Имеются еще несколько видов РЦ, которые в данной работе не рассматриваются.

Точность замыкающего звена размерной цепи достигается разными методами:

- методом полной взаимозаменяемости, при котором требуемая точность замыкающего звена достигается во всех случаях при любом допустимом значении составляющих звеньев;
- методом неполной взаимозаменяемости, при котором требуемая точность достигается с некоторым риском, если составляющие звенья включены в нее без выбора, подбора или изменения их значений;
- методом групповой взаимозаменяемости, при котором требуемая точность замыкающего звена достигается включением в РЦ детали, у которой размер, входящий в данную РЦ, подобран в пределах допуска на него специальным образом;
- методом пригонки, при котором точность замыкающего звена достигается изменением величины компенсирующего звена удалением с него слоя материала;
- методом регулирования, при котором для получения нужной точности замыкающего звена изменяют размер компенсатора с помощью винта, прокладок, клиньев и т. д.

В теории размерных цепей решаются две задачи: прямая задача (при которой заданы параметры замыкающего звена (номинальное значение, допустимые отклонения и т. д.) и надо определить параметры составляющих звеньев) и обратная задача (известны параметры составляющих звеньев (допуски, поля рассеяния, координаты их середин и т. д.) и надо определить параметры замыкающего звена).

Эти две задачи можно рассматривать в статическом и динамическом режимах. В первом случае задача решается без учета факторов, влияющих на изменение звеньев размерной цепи во времени, а во втором — с учетом этих факторов.

Решить прямую и обратную задачи можно двумя способами: расчетом на максимум-минимум, когда учитываются только предельные отклонения звеньев размерной цепи при самых неблагоприятных их сочетаниях, и вероятностным способом с учетом рассеяния размеров и вероятности различных сочетаний отклонений составляющих звеньев размерной цепи.

10.2 Порядок построения размерных цепей

Первоначально, в зависимости от решаемой задачи, изображают схему изделия, технологической системы станок — приспособление — инструмент — деталь (СПИД), технологического процесса или измерения, на которую наносят размерную цепь или размерные цепи. При этом первым находят замыкающее звено. Потом, начиная от одной из поверхностей или осей, ограничивающих замыкающее

звено, находят составляющие звенья размерной цепи и доходят до второй поверхности, ограничивающей замыкающее звено.

Замыкающим будет звено, определяемое видом размерной цепи. При конструировании изделия от его значения зависит решение конструкторской задачи. При изготовлении изделия замыкающим является размер, точность которого должна быть обеспечена технологическим процессом. При измерении замыкающим звеном является измеренный размер (определенный при измерении).

После нахождения замыкающего звена устанавливается его допуск:

- в конструкторских размерных цепях, исходя из служебного назначения изделия или его механизма;
- в технологических размерных цепях в соответствии с допуском на расстояние или относительный поворот поверхностей детали (их осей) или деталей изделия, которые необходимо получить в результате осуществления технологического процесса изготовления детали или сборки изделия;
- в измерительных размерных цепях, исходя из требуемой точности измерения.

Пример 1. Надо обеспечить плавное (без заеданий) передвижение поршня в цилиндре (см. рис. 10.2).

Легкость хода поршня зависит от величины зазора между ним и стенкой цилиндра. Поэтому замыкающим звеном размерной цепи, с помощью которой решается эта задача, является зазор A_{Δ} между поршнем и цилиндром.

Наименьшее предельное значение $A_{\Delta\min}$ должно быть установлено, исходя из условия перемещения поршня в цилиндре без заеданий и обеспечения минимального слоя смазки, а наибольшее предельное значение зазора $A_{\Delta\max}$ исходя из необходимости поддержания компрессии в цилиндре в нужных пределах.

Следующим этапом является выявление составляющих звеньев размерной цепи.

Составляющими звеньями конструкторских размерных цепей могут быть:

- расстояния или углы между поверхностями деталей или их осями, образующих замыкающее звено, и основными базами этих деталей;
- расстояния или углы между поверхностями вспомогательных и основных баз деталей, непосредственно участвующих в решении поставленной задачи своими размерами.

Поэтому, для нахождения размерной цепи, следует идти от поверхностей (их осей) деталей, образующих замыкающее звено, к основным базам этих деталей, от них — к основным базам деталей, базирующих первые детали, вплоть до образования замкнутого контура. Несовпадения основных и вспомогательных баз соединяемых деталей а также зазоры и отклонения от соосности, если они возможны, учитываются отдельными звеньями.

Для пояснения изложенного на рисунке 10.3 дано схематическое изображение машины, у которой требуется обеспечить положение поверхности Б относительно поверхности Г. Буквами О и В указаны основные и вспомогательные базы деталей. В соответствии со сделанными рекомендациями построены две размерные цепи А и β , определяющие линейное и угловое положение поверхностей Г и Б.

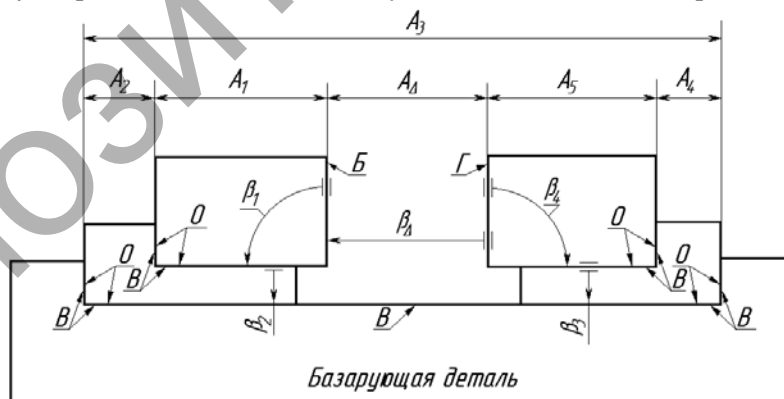


Рисунок 10.3 — Машина, у которой требуется обеспечить положение поверхности Б относительно поверхности Г

Выявление технологических размерных цепей, отображающих связь операций при получении размера детали, рекомендуется начинать с последней операции, на которой получается выдерживаемый размер.

При этом могут иметь место два варианта:

- а) задача обеспечения точности размера решается в пределах последней операции (в тех случаях, когда в качестве одной из технологических баз используется поверхность, от которой задан размер). В

этом случае точность выдерживаемого размера достигается с помощью размерной цепи системы СПИД этой операции;

б) выдерживаемый размер будет являться замыкающим звеном трехзвенной размерной цепи, в которой одним из составляющих звеньев является расстояние (поворот) между конечным положением режущего инструмента и технологической базой детали, а другим составляющим звеном — размер, полученный на одной из предшествующих операций.

Рассматривая последний как замыкающее звено размерной цепи, возникающей на предшествующей операции, можно встретить вариант а или б. Развитие размерных связей завершается операцией, на которой размер получается как замыкающее звено размерной цепи системы СПИД.

10.3 Расчет размерных цепей

В данном разделе рассмотрим методы расчета плоских размерных цепей с постоянными передаточными отношениями с использованием различных методов достижения точности.

10.3.1 Расчет конструктивных допусков

Условие: обеспечить зазор до 0,2 мм между торцами зубчатого колеса и проставочного кольца механизма, показанного на рисунке 10.4.

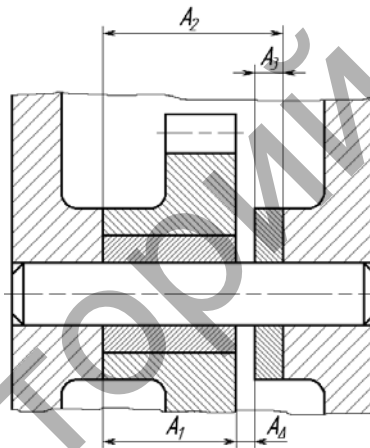


Рисунок 10.4 — Конструкторская размерная цепь

Замыкающим звеном является размер A_{Δ} , связывающий торцы зубчатого колеса и проставочного кольца. Из служебного назначения механизма следует, что минимальный зазор должен быть равен $A_{\Delta\min} = 0$, а максимальный — $A_{\Delta\max} = 0,2$ мм. Следовательно, допуск на зазор будет равен:

$$T_{A_{\Delta}} = A_{\Delta\max} - A_{\Delta\min} = 0,2 - 0 = 0,2 \text{ мм}, \quad (10.1)$$

а координата середины поля допуска:

$$EM_{A_{\Delta}} = (ES_{A_{\Delta}} + EI_{A_{\Delta}}) / 2 = (0,2 + 0) / 2 = +0,1 \text{ мм}. \quad (10.2)$$

Уравнение размерной цепи, определяющей величину зазора, согласно рисунка 10.4

$$A_{\Delta} = -A_1 + A_2 - A_3. \quad (10.3)$$

Задача решается пятью методами достижения требуемой точности замыкающего звена с целью их сопоставления.

10.3.1.1 Метод полной взаимозаменяемости

При этом методе допуск замыкающего звена $T_{\Delta\Delta}$, мм, данной линейной размерной цепи равен

$$T_{\Delta\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_{Ai}| T_{Ai} \quad (10.4)$$

где $|\xi_{Ai}|$ — передаточное отношение составляющих звеньев, которое для линейной РЦ равно 1;

T_{Ai} — допуск составляющего звена.

Учитывая степень сложности достижения требуемой точности составляющих звеньев, устанавливаем подбором: $T_{A1} = 0,03$ мм, $T_{A2} = 0,15$ мм, $T_{A3} = 0,02$ мм.

Принимаем координаты середин полей допусков $em_{A1} = -0,015$ мм, $em_{A2} = +0,075$ мм. Координату середины поля допуска третьего звена em_{A3} , мм находим из уравнения

$$EM_{\Delta\Delta} = -em_{A1} + em_{A2} - em_{A3}, \quad (10.5)$$

$$em_{A3} = EM_{\Delta\Delta} - em_{A1} - em_{A2}, \quad (10.6)$$

$$em_{A3} = 0,1 - 0,015 + 0,075 = 0,01 \text{ мм.}$$

Правильность назначения допусков проверим по формулам для определения нижнего и верхнего предельных отклонений замыкающего звена

$$EI_{\Delta\Delta} = EM_{\Delta\Delta} - T_{\Delta\Delta} / 2, \quad (10.7)$$

$$ES_{\Delta\Delta} = EM_{\Delta\Delta} + T_{\Delta\Delta} / 2, \quad (10.8)$$

представив значения $EM_{\Delta\Delta}$ и $T_{\Delta\Delta}$ соответственно через em_{Ai} и T_{Ai} установленные при расчете допусков:

$$EI_{\Delta\Delta} = 0,015 + 0,075 + 0,01 - (0,03 + 0,15 + 0,02) / 2 = 0 \text{ мм,}$$

$$ES_{\Delta\Delta} = 0,015 + 0,075 + 0,01 + (0,03 + 0,15 + 0,02) / 2 = 0,2 \text{ мм.}$$

Сопоставление с условиями задачи показывает, что допуски установлены верно.

10.3.1.2. Метод неполной взаимозаменяемости

Задаем значения коэффициента риска t_{Δ} и относительного среднего квадратического отклонения σ .

Допустим, что в данном случае риск получения размера, не соответствующего условию, $P = 1$ % экономически оправдан. Ему соответствует значение коэффициента риска $t_{\Delta} = 2,57$ (табл. 10.1).

Таблица 10.1

Риск P , %	Коэффициент t	Риск P , %	Коэффициент t	Риск P , %	Коэффициент t
32	1	4,6	2	0,27	3
23	1,2	2,1	2,3	0,10	3,29
16	1,4	1,0	2,57	0,01	3,89
10	0,65	0,94	2,6	—	
9	1,7	0,51	2,8		

Полагая, что условия изготовления деталей таковы, что распределение отклонений размеров будет близким к закону Гаусса (рис. 10.5), принимаем дисперсию случайной величины $\sigma^2 = 1/9$.



Рисунок 10.5 — Иоганн Карл Фридрих Гаусс.
Немецкий математик, механик, физик, астроном и геодезист
30.04.1777 — 23.02.1855

Учитывая трудности достижения требуемой точности каждого составляющего звена, устанавливаем подбором следующие величины полей допусков: $T_{A1} = 0,1$ мм, $T_{A2} = 0,20$ мм, $T_{A3} = 0,06$ мм.

Правильность подбора допусков можно проверить по формуле

$$T_{A\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i}^2 \sigma_{A_i}^2 T_{A_i}^2} \quad (10.9)$$

$$T_{A\Delta} = 2,57 \sqrt{1/9(0,1^2 + 0,2^2 + 0,06^2)} = 0,2 \text{ мм}$$

Устанавливаем следующие координаты середин полей допусков: $em_{A1} = 0$ мм, $em_{A2} = 0,1$ мм. Координату середины поля допуска третьего звена em_{A3} , мм находим из уравнения (10.6)

$$em_{A3} = 0 + 0,1 - 0,1 = 0 \text{ мм.}$$

Правильность установленных допусков может быть проверена по формулам:

$$EI_{A\Delta} = \left(\sum_{i=1}^n em_{A_{iуе}} - \sum_{n+1}^{m-1} em_{A_{iуи}} \right) - t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i}^2 \sigma_{A_i}^2 0,5T_{A_i}^2} \text{ мм,} \quad (10.10)$$

$$EI_{A\Delta} = 0,1 - 0,1 = 0$$

$$\left(\sum_{i=1}^n em_{A_{iуе}} - \sum_{n+1}^{m-1} em_{A_{iуи}} \right) + t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i}^2 \sigma_{A_i}^2 0,5T_{A_i}^2} \text{ мм,} \quad (10.11)$$

$$ES_{A\Delta} = 0,1 + 0,1 = 0,2 \text{ мм.}$$

Предельные отклонения размеров составляющих звеньев: $A_1 \pm 0,05$; $A_2^{+0,2}$; $A_3 \pm 0,03$ мм.

10.3.1.3. Метод групповой взаимозаменяемости

Метод групповой взаимозаменяемости применяется, если по технологическим причинам невозможно или очень дорого выполнить размер с заданным допуском. Например, допуск 0,01 мм. Поэтому, при решении задачи методом групповой взаимозаменяемости, прежде всего, надо установить экономически приемлемый допуск, кратный заданному конструктором допуску размера (например, назначим 0,05 мм), а затем его разделить на группы, число которых равно кратности нового допуска ($0,05 : 0,01 = 5$ групп). Готовые детали надо будет потом сортировать на пять групп.

Допустим, что можно увеличить допуск размера A_{Δ} в три раза. Значит, число групп n равно 3.

Таким образом,

$$T_{\Delta \text{расш}} = T_{A\Delta} \cdot n = 0,2 \cdot 3 = 0,6 \text{ мм.} \quad (10.12)$$

При расчете допусков должно быть соблюдено условие

$$\sum_{i=1}^k |\xi_{A_i}| T_{A_{iуе}} = \sum_{k+1}^{m-1} |\xi_{A_i}| T_{A_{iуи}} \quad (10.13)$$

где $T_{A_{iуе}}$ и $T_{A_{iуи}}$ — допуски увеличивающих и уменьшающих звеньев. Согласно этому условию

$$T_{A2\text{расш}} = T_{A1\text{расш}} + T_{A3\text{расш}} = 0,5T_{A\Delta\text{расш}} \quad (10.14)$$

Отсюда

$$T_{A2\text{расш}} = 0,5T_{A\Delta\text{расш}} = 0,3 \text{ мм}$$

$$T_{A1\text{расш}} + T_{A3\text{расш}} = 0,5T_{A\Delta\text{расш}} = 0,3 \text{ мм.}$$

Сообразуясь со степенью сложности изготовления деталей, установим $T_{A\Delta\text{расш}} = 0,24 \text{ мм}$ и $T_{A3\text{расш}} = 0,06 \text{ мм}$. Устанавливаем поля допусков и координаты их середин для деталей каждой группы (табл. 10.2).

При назначении координат середин полей допусков вычисления производим по уравнению $EM_{A\Delta} = -em_{A1} + em_{A2} - em_{A3}$, (10.5).

Таблица 10.2

В миллиметрах

Группа	Допуск T_{A1}	Координата середины поля допуска em_{A1}	Допуск T_{A1}	Координата середины поля допуска em_{A1}	Допуск T_{A1}	Координата середины поля допуска em_{A1}	Допуск T_{A1}	Координата середины поля допуска em_{A1}
1		-0,04		+0,05		-0,01		
2	0,08	+0,04	0,1	+0,15	0,02	+0,01	0,2	+0,1
3		+0,12		+0,25		+0,03		

Две последние колонки таблицы 10.2 показывают, что при соединении деталей в каждой из групп требуемые пределы зазора будут обеспечены.

Предельные отклонения размеров составляющих звеньев приведены в таблице 10.3.

Таблица 10.3

В миллиметрах

Группа	A1	A2	A3
1	-0,08	+0,1	-0,02
2	+0,08	+0,2 +0,1	+0,02
3	+0,16 +0,08	+0,3 +0,2	+0,4 +0,2

10.3.1.4 Метод пригонки

Для достижения требуемой точности зазора методом пригонки выберем в качестве компенсирующего звена размер A_3 проставочного кольца, изменение которого проще всего осуществить.

Установим на составляющие звенья экономически целесообразные значения полей допусков и координаты их середин (табл. 10.4).

Таблица 10.4

В миллиметрах

Звено	$T_{A_i\text{расш}}$	$em_{A_i\text{расш}}$
A1	0,3	-0,15
A2	0,4	+0,2
A3	0,1	+0,25

Тогда допуск замыкающего звена расширится до значения:

$$T_{A\Delta\text{расш}} = T_{A\Delta\text{расш}} = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_{Ai}| T_{A_i\text{расш}} \text{ мм,} \quad (10.15)$$

$$T_{A\Delta\text{расш}} = 0,3 + 0,4 + 0,1 = 0,8 \text{ мм.}$$

Наибольшая величина компенсации a_k , мм, может быть равной

$$a_k = T_{\Delta\text{расш}} - T_{\Delta\Delta} = 0,8 - 0,2 = 0,6 \text{ мм.} \quad (10.16)$$

Для того, чтобы создать на звене A_3 необходимый для пригонки слой материала, в координату середины поля допуска этого звена следует ввести поправку u_k , мм

$$u_k = 0,5a_k + em_{\Delta\text{расш}} - em_{\Delta\Delta} = 0,5 \cdot 0,6 + (0,15 + 0,2 - 0,25) - 0,1 = 0,3 \text{ мм.} \quad (10.17)$$

Поэтому следует установить

$$em_{A_3} = 0,25 + 0,3 = 0,55 \text{ мм.}$$

Предельные отклонения размеров составляющих звеньев:

$$A_{1-0,3}; A_2^{+0,4}; A_3^{+0,6}$$

10.3.1.5 Метод регулирования с применением неподвижного компенсатора

Выберем в качестве компенсатора то же звено A_3 , что было взято при решении задачи по методу пригонки и установим следующие допуски $T_{A1\text{расш}} = 0,2$; $T_{A2\text{расш}} = 0,4$; $T_{A3\text{расш}} = 0,05$.

В размерной цепи A (см. рис. 10.4) компенсации подлежат отклонения только звеньев A_1 и A_2 , которые в сумме могут составлять

$$T_{\Delta\text{расш}} = T_{A1\text{расш}} + T_{A2\text{расш}} = 0,2 + 0,4 = 0,6 \text{ мм.} \quad (10.18)$$

В соответствии с этим наибольшая величина компенсации будет

$$u_{\text{комп}} = T_{\Delta\text{расш}} - T_{\Delta\Delta} = 0,6 - 0,2 = 0,4 \text{ мм.} \quad (10.19)$$

Число ступеней компенсаторов вычисляются по формуле

$$n = T_{\Delta\text{расш}} / (T_{\Delta\Delta} - T_{\text{комп}}). \quad (10.20)$$

где $T_{\text{комп}}$ — допуск звена-компенсатора A_3 .

$$n = 0,6 / (0,2 - 0,05) = 4.$$

С целью упрощения расчета размеров компенсаторов рекомендуется назначать координаты середин полей допусков составляющих звеньев так, чтобы совместить одну из границ расширенного поля допуска замыкающего звена с соответствующей границей его поля допуска, заданного служебным назначением изделия.

В связи с этим, при совмещении нижних границ полей допусков замыкающего звена (рис. 10.6), необходимо соблюсти условие:

$$\begin{aligned} EI_{\Delta\text{расш}} &= EI_{\Delta\Delta}; \\ EM_{\Delta\text{расш}} - 0,5T_{\Delta\text{расш}} &= EI_{\Delta\Delta}; \\ EM_{\Delta\text{расш}} &= EI_{\Delta\Delta} + 0,5T_{\Delta\text{расш}}; \\ EM_{\Delta\text{расш}} &= 0 + 0,5 \cdot 0,6 = 0,3 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (10.21)$$

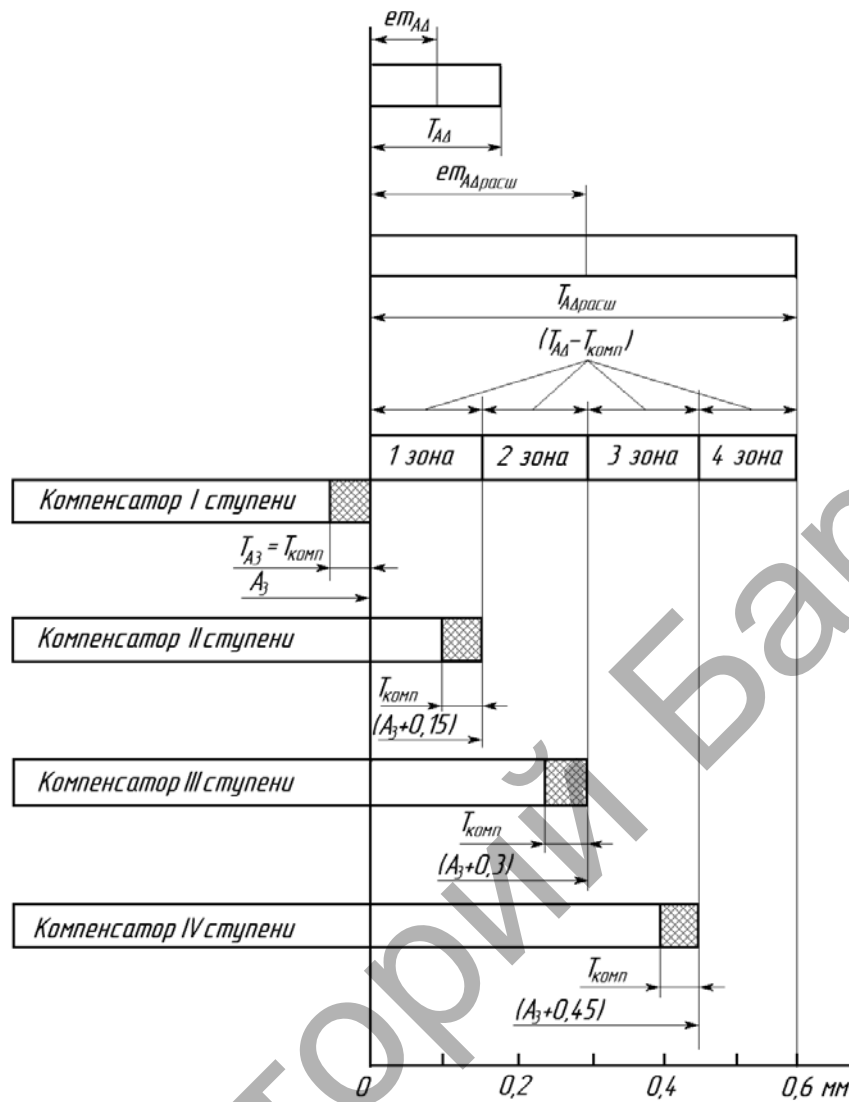


Рисунок 10.6

Поскольку компенсации подлежат отклонения звеньев A_1 и A_2 , то в расчете координат середин полей допусков компенсатор A_3 участвовать не должен. Координата середины его поля допуска должна быть установлена независимо от координат середин полей допусков составляющих звеньев A_1 и A_2 . С целью упрощения расчета размеров компенсаторов рекомендуется задавать координату середины поля допуска компенсирующего звена равной половине его поля допуска со знаком минус.

В данной задаче

$$em_{A_3} = -0,5T_{A_3расш} = -0,5 \cdot 0,05 = -0,025 \text{ мм.}$$

Таким образом, можно связать имеющееся значение середины поля допуска замыкающего звена-компенсатора $EM_{A_{\Delta}расш}$ с аналогичным параметром других звеньев-компенсаторов

$$EM_{A_{\Delta}расш} = -EM_{A_1расш} + EM_{A_2расш} = 0,3. \quad (10.22)$$

Назначим $EM_{A_1расш} = -0,1$ мм и $EM_{A_2расш} = 0,2$ мм. При установленных координатах середин полей допусков звеньев A_1 и A_2 поле расширенного допуска $T_{A_{\Delta}расш}$ займет относительно первоначального поля допуска $T_{A_{\Delta}}$ положение, показанное на рисунке 10.6.

При величине ступени компенсации u , мм, равной

$$u = T_{A_{\Delta}} - T_{комп} = 0,2 - 0,05 = 0,15 \text{ мм} \quad (10.23)$$

и числе групп компенсаторов $n = 4$, поле расширенного допуска $T_{\Delta\text{расш}}$ будет разбито на четыре зоны с границами, показанными на рисунке 10.6. Отклонения, возникающие в пределах той или иной зоны, должны компенсироваться путем постановки в изделие соответствующего проставочного кольца (компенсатора).

Размер компенсатора первой ступени равен его номинальному размеру. Размеры компенсаторов каждой следующей ступени будут отличаться от размеров компенсаторов предшествующей ступени на величину ступени компенсации.

С учетом допуска на изготовление компенсаторов их размеры будут:

I ступень:	$A_{3-0,05}$ мм;
II ступень:	$(A_3 + 0,15)_{-0,05}$ мм;
III ступень:	$(A_3 + 0,30)_{-0,05}$ мм;
IV ступень:	$(A_3 + 0,45)_{-0,05}$ мм.

При задании размеров компенсаторов разницу в номиналах целесообразно перенести на координаты середин полей их допусков. Тогда размеры компенсаторов должны быть равны:

$A_{3-0,05}$ мм	— для I ступени;
$A_3^{+0,15}_{+0,10}$ мм	— для II ступени;
$A_3^{+0,30}_{+0,25}$ мм	— для III ступени;
$A_3^{+0,45}_{+0,40}$ мм	— для IV ступени.

На рисунке 10.6 можно видеть, как осуществляется компенсация отклонений, находящихся в различных зонах $T_{\Delta\text{расш}}$. Если координаты середин полей допусков составляющих звеньев A_1 и A_2 установлены произвольно, то при определении размера компенсаторов первой ступени необходимо внести поправку в координату середины поля допуска компенсирующего звена

$$em_{\text{комп}} = u_{\text{комп}} - EM_{\Delta\text{расш}}, \quad (10.24)$$

$$EM_{\Delta\text{расш}} = \sum_{i=1}^n em_{A_{i\text{зв}}} - \sum_{n+1}^{m-2} em_{A_{i\text{зв}}}, \quad (10.25)$$

причем значения $EM_{\Delta\text{расш}}$ установлены произвольно.

Если компенсатор является увеличивающим звеном, поправку $em_{\text{комп}}$ вносят со своим знаком, а если уменьшающим звеном — с противоположным знаком.

10.4 Определение операционных допусков

Задача установить допуски на операционные (линейные) размеры (рис. 10.7, а), обеспечивающие получение размеров $50 \pm 0,1$ и $60_{-0,3}$ детали. Деталь изготавливается в массовом производстве по следующему маршруту.

Операция 005. Фрезерно-центровальная. Фрезеровать торцы, выдержав размер $140^{+0,5}$ и центровать отверстия заготовки валика на фрезерно-центровальном станке (рис. 10.7, б).

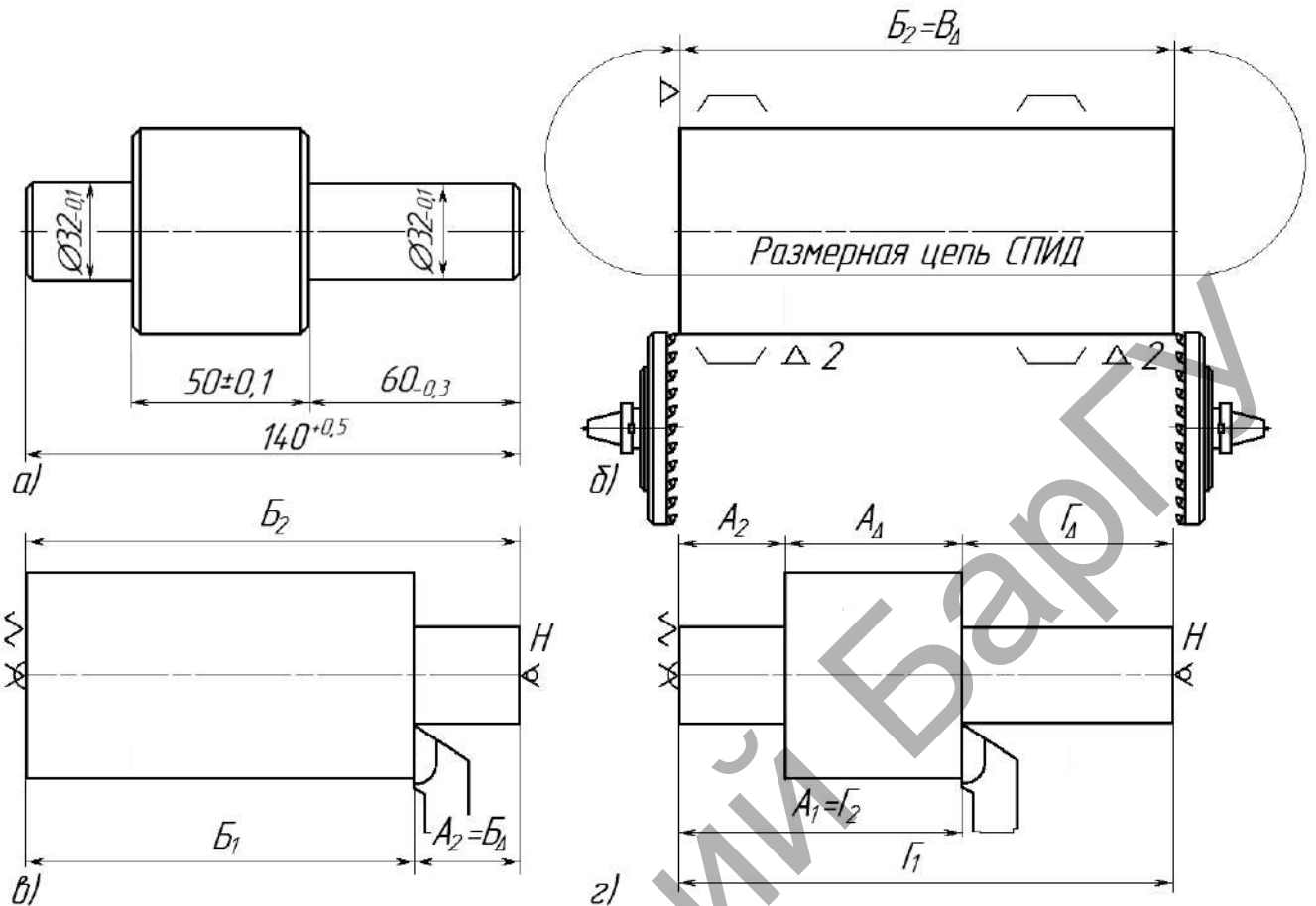


Рисунок 10.7 — Техпроцесс обработки валика

Операция 010. Токарная. Точить валик с одного конца с установкой валика в центрах (передний центр — плавающий, рис. 10.7, в).

Операция 015. Токарная. Точить валик с другого конца, выдержав размер $60^{+0,3}$ при аналогичной схеме базирования (рис. 10.7, з).

В спроектированном технологическом процессе размер 50 мм окончательно получается на 015 операции и является замыкающим звеном размерной цепи А:

$$A_{\Delta} = A_1 - A_2, \quad (10.26)$$

в которой звено A_2 — размер, полученный на 010 операции. Рассматривая его как замыкающее звено размерной цепи В, имеем

$$A_2 = B_{\Delta} = -B_1 + B_2 \quad (10.27)$$

где B_2 — размер, полученный на 005 операции, где он является замыкающим звеном размерной цепи В системы СПИД ($B_2 = B_{\Delta}$). Размер 60 мм также получается на 015 операции. На рисунке 10.7, з видно, что он является замыкающим звеном размерной цепи Г:

$$\Gamma_{\Delta} = \Gamma_1 - \Gamma_2 \quad (10.28)$$

и образуется одновременно с размером A_{Δ} . Так как $\Gamma_1 = B_{\Delta}$, а $\Gamma_2 = A_1$, то $\Gamma_{\Delta} = B_{\Delta} - A_1$.

Таким образом, для обеспечения требуемой точности размеров 50 и 60 мм необходимо рассмотреть систему параллельно связанных размерных цепей:

$$\begin{cases} A_{\Delta} = A_1 - A_2 \\ A_2 = B_{\Delta} - B_1 + B_2 \\ \Gamma_{\Delta} = B_{\Delta} - A_1 \end{cases} \quad (10.29)$$

Учитывая, что более жесткие требования предъявлены к точности размера 50, установим допуски на звенья размерных цепей А и Б, применив метод неполной взаимозаменяемости и, приняв

$$\sigma_i^2 = 1/9; P = 0,27 \%; (t_\Delta = 3).$$

Исходя из значения $T_{A_\Delta} = 0,2$ мм, зададим $T_{A_1} = 0,1$ мм и $T_{A_2} = 0,17$ мм. Проверка:

$$T_{A_\Delta} = t_\Delta \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i}^2 \sigma_{A_i}^2 T_{A_i}^2} = 3 \sqrt{\frac{1}{9} (0,1^2 + 0,17^2)} = 0,2 \text{ мм. (10.30)}$$

Поскольку $T_{B_\Delta} = T_{A_2} = 0,17$ мм, установим $T_{B_1} = 0,1$ мм и $T_{B_2} = 0,14$ мм.

Проверка:

$$T_{B_\Delta} = 3 \sqrt{\frac{1}{9} (0,1^2 + 0,14^2)} \approx 0,17 \text{ мм.}$$

Из ранее сказанного следует, что $T_{B_\Delta} = T_{B_2} = 0,14$ мм. Проверим теперь, обеспечивают ли установленные допуски требуемую точность размера Γ_Δ

$$T_{\Gamma_\Delta} = t_\Delta \sqrt{\sigma_i^2 (T_{B_\Delta}^2 + T_{A_1}^2)} = 3 \sqrt{\frac{1}{9} (0,14^2 + 0,1^2)} \approx 0,17 \text{ мм. (10.31)}$$

Таким образом, принятые значения допусков надежно обеспечивают требуемую точность размера Γ_Δ , так как $T_{\Gamma_\Delta} = 0,17 < 0,3$ мм. Что касается размера 140 мм, то для достижения требуемой точности A_Δ допуск на операционный размер B_Δ должен быть задан более жестким, чем это указано на чертеже детали.

Приняв во внимание, что $A_2 = -B_1 + B_2$, а $B_2 = B_\Delta$, получим $A_\Delta = A_1 + B_1 - B_\Delta$. Следовательно, для назначения координат середин полей допусков операционных размеров необходимо совместное решение уравнений координат:

$$\begin{cases} em_{A_\Delta} = em_{A_1} + em_{B_1} + em_{B_\Delta} \\ em_{\Gamma_\Delta} = em_{B_\Delta} + em_{A_1} \end{cases} \quad (10.32)$$

Чертеж детали требует, чтобы $em_{A_\Delta} = 0$; $em_{\Gamma_\Delta} = -0,15$ мм и $em_{B_\Delta} = -0,25$ мм. Учитывая это требование, надо установить:

$$\begin{aligned} em_{A_1} &= em_{B_\Delta} + em_{\Gamma_\Delta} = -0,25 + 0,15 = -0,1 \text{ мм,} \\ em_{B_1} &= em_{A_\Delta} + em_{B_\Delta} - em_{A_1} = 0 - 0,25 - (-0,10) = -0,15 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Задача решена.

Использованные источники

1 Методические указания. Цепи размерные. Основные понятия. Методы расчета линейных и угловых цепей. РД 50—635—87. — М., Госкомитет СССР по стандартам, 1987. — 42 с.

2 Дунаев П. Ф., Леликов О. П., Варламова Л. П. Допуски и посадки. Обоснование выбора. Учеб. пособие для студентов машиностроительных вузов. — М.: Высш. шк., 1984. — 112 с., ил.

3 Солонин И. С., Солонин С. И. Расчет сборочных и технологических размерных цепей. — М., Машиностроение, 1980. — 110 с.

11 Назначение средств измерения для вала тихоходного

11.1 Принципы выбора средств измерения

Представим, что закончено изготовление детали. Исполнитель вручает ее заказчику и ждет, когда тот рассчитается за работу. Но не спешите выкладывать денежки. Первым делом надо проверить, соответствует ли готовая деталь чертежу. Это должно быть железной привычкой, как пересчет сдачи, не отходя от кассы. Это не шутка. Просто, хотя деталь изготовлена, это еще не значит, что она будет выполнять функции, которые собираются на нее возложить. Возможно, главные размеры, которые определяют работоспособность детали, не соответствуют чертежу. Итак, проверим правильность изготовления.

Сразу сделаю замечание, что при изготовлении детали надо проверять качество обработки буквально всех элементов детали. Нельзя говорить, что этот размер неотвечественный, неважный и т. д. Важность может определить конструктор, а его рядом нет. Если технолог, оговаривает, что какие-то параметры можно не проверять или проверять не всегда, то с этой минуты он отвечает за брак, который может поступить на сборку. В учебных работах вообще, если нет особых указаний, то проверке подлежат все параметры без исключения.

Чтобы правильно выбрать средства измерения (СИ) надо учесть два фактора:

а) первый — это типа производства;

1) в массовом производстве применяются предельные калибры и специальные контрольные приспособления;

2) в серийном — универсальные СИ, предельные калибры и контрольные приспособления. Если производство ближе к мелкосерийному, то преобладают универсальные СИ, а если оно ближе к крупносерийному, то преобладают предельные калибры;

3) в единичном производстве используют универсальные СИ и универсальные контрольные приспособления, но в отдельных случаях применяют предельные калибры. С их помощью выполняется проверка резьб, шлицов, которые проверять универсальными СИ очень дорого, а не проверять — может быть еще дороже;

б) второй фактор, влияющий на выбор СИ — это величина допустимой погрешности измерения размера или, другими словами, точность изготовления размера. Так калибры можно применить для проверки размеров средней и грубой точности, выполненных по 6—17 квалитетам, а более точные размеры до 5-го квалитета включительно измеряют не зависимо от типа производства с помощью универсальных СИ. Так в массовом производстве вал $\varnothing 50p6$ проверяем с помощью предельных калибров, а $\varnothing 50p5$, $\varnothing 50p4$ — с помощью универсальных СИ.

В редукторе не так много деталей, на примере которых можно показать методику выбора средств измерения: вал, зубчатое колесо (тот же вал, но короткий и с отверстием) и корпус с крышкой. Традиционно выберем вал тихоходный и, в первую очередь, определим группы подлежащих проверке размеров и параметров детали. Исходя из сказанного выше, по чертежу детали надо выбрать все размеры и параметры, — будем проверять их на соответствие требованиям чертежа. Это:

а) диаметральные размеры;

б) линейные размеры;

в) размеры шпоночного паза;

г) радиусы и фаски;

д) отклонения формы и расположения;

е) шероховатость поверхностей;

ж) термообработка;

и) другие технические требования при их наличии.

На рисунке 11.1 приведен чертеж вала тихоходного из одноступенчатого редуктора, который необходимо проверить после обработки. Приступаем к рассмотрению чертежа и находим подлежащими контролю и измерениям:

а) диаметральные размеры — $\varnothing 40k6$; $\varnothing 45m6$; $\varnothing 50u7$; $\varnothing 63h14$; $\varnothing 55h14$;

б) линейные размеры — $25 \pm IT14/2$; $63 \pm IT14/2$; $250h14$; $3h14$; $2 \pm 0,1$;

в) размеры шпоночного паза; $35,5_{-0,2}$; $14N9$; $71 \pm IT15/2$;

г) радиусы и фаски — $R1$; $1 \times 45^\circ$; $2 \times 45^\circ$;

д) отклонения формы и расположения — допуск круглости, допуск профиля продольного, допуск торцового биения, допуск соосности, допуск параллельности, допуск симметричности;

е) шероховатость поверхностей — $Ra 0,4$; $Ra 0,63$; $Ra 0,8$; $Ra 1,25$; $Ra 3,2$; $Ra 6,3$;

ж) твердость 217 HB max.

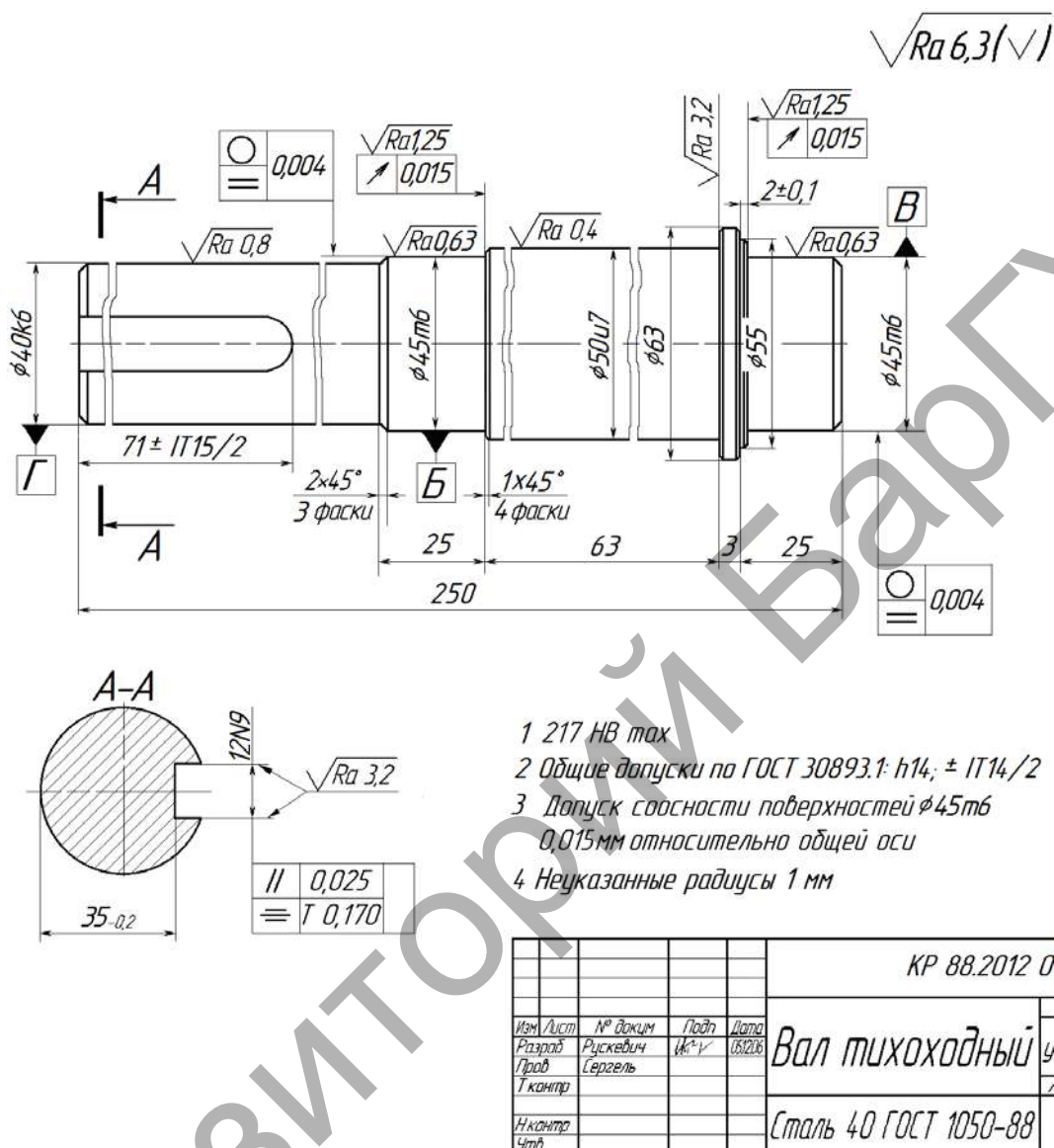


Рисунок 11.1 — Чертеж вала тихоходного

Вспомним, что мы уже знаем, как проверять многие размеры:

- во втором разделе рассмотрен вопрос выбора СИ для проверки диаметров вала;
- в четвертом, где определяли поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов под подшипники — познакомились с методами проверки шероховатости, отклонения от круглости, отклонения от профиля продольного, торцового биения, отклонения от соосности;
- в седьмом разделе освоили выбор СИ для проверки размеров шпоночного паза и его отклонения от параллельности и симметричности.

Выберем средства измерения для остальных подконтрольных элементов вала. Это остались:

б) линейные размеры — $25 \pm IT14/2$; $63 \pm IT14/2$; $250h14$; $3h14$; $2 \pm 0,1$;

г) радиусы и фаски — R1; $1 \times 45^\circ$; $2 \times 45^\circ$;

ж) твердость 217 HB max.

Сейчас, исходя из вышеназванных условий в зависимости от типа производства, подберем СИ для всех параметров вала тихоходного.

11.2 Выбор средств измерения и контроля при массовом типе производства редукторов

Поскольку у вала нет размеров, выполненных по 5-му и более точным квалитетам, то контроль качества линейных размеров будем выполнять с помощью предельных калибров:

- для контроля линейных размеров применяются калибры-скобы из ГОСТ 18360-93 «Калибры-скобы листовые для диаметров от 3 до 260 мм. Размеры», но рассчитанные для измерения длин. Это калибры-скобы в двустороннем исполнении для диаметров от 3 до 10 мм (рис. 11.2 и табл. 11.1). Такой калибр-скоба подойдет для проверки длины буртика, в который упирается зубчатое колесо при напрессовке на вал.

- 3h14 — калибр-скоба 8102-0201 h14 ГОСТ 18360-93;

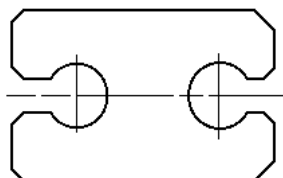
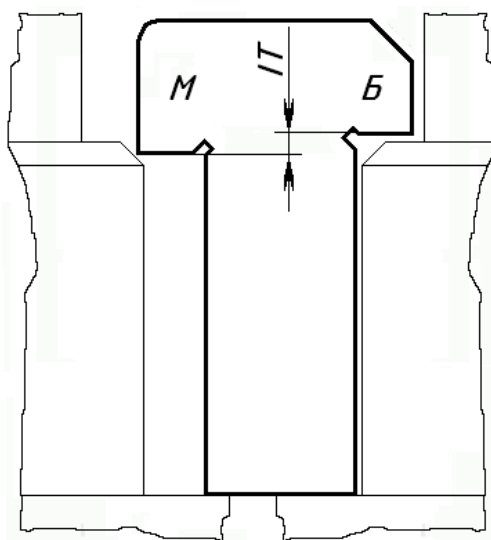


Рисунок 11.2 — Калибры-скобы двусторонние для диаметров от 3 до 10 мм

Таблица 11.1 — Обозначение калибров-скоб двусторонних для диаметров от 3 до 10 мм

D _{ном} , мм	3,0	3,2	3,4	3,5	3,6	3,8	4,0	4,2	4,5
Обозначение калибров-скоб	8102-0201	8102-0202	8102-0203	8102-0204	8102-0205	8102-0206	8102-0207	8102-0208	8102-0209
D _{ном} , мм	4,8	5,0	5,3	5,6	6,0	6,3	6,5	6,7	—
Обозначение калибров-скоб	8102-0210	8102-0211	8102-0224	8102-0225	8102-0214	8102-0215	8102-0216	8102-0226	
D _{ном} , мм	7,0	7,1	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0	
Обозначение калибров-скоб	8102-0217	8102-0227	8102-0218	8102-0219	8102-0220	8102-0221	8102-0222	8102-0223	

- для контроля размеров $25 \pm IT14/2$ применим калибры-высотомеры по ГОСТ 2534—77 «Калибры предельные для глубин и высот уступов. Допуски», аналогичные показанному на рисунке 7.12. А для проверки размеров $63 \pm IT14/2$; $2 \pm 0,1$ применим калибры-высотомеры, аналогичные, показанному на рисунке 11.3 (по ГОСТ 2534, приложение, черт. 3). Поскольку нет подобных стандартизованных калибров, то будем считать их специальными, и назовем по собственному усмотрению: «Калибр предельный для высоты уступа $63 \pm IT14/2$ »; «Калибр предельный для длины цапфы $25 \pm IT14/2$ »; «Калибр предельный для высоты буртика $2 \pm 0,1$ »;

Рисунок 11.3 — Калибр предельный для высоты уступа $63 \pm IT14/2$

- для размера $250/h14$ по ГОСТ 18356—73 «Калибры-скобы двусторонние для длин свыше 10 до 360 мм. Конструкция и размеры» (рис. 11.4, табл. 11.2) выбираем калибр-скобу 8102-0186 $h14$ ГОСТ18356—73;



Рисунок 11.4 — Калибры-скобы двусторонние для длин свыше 10 до 360 мм

Таблица 11.2 — Обозначение калибров-скоб двусторонних для длин свыше 10 до 360 мм (извлечение из ГОСТ 18356)

<i>L</i> , номин., мм	150	155	160	165	170	175	180	185	190
Обозначение калибров-скоб	8102-0166	8102-0167	8102-0168	8102-0169	8102-0170	8102-0171	8102-0172	8102-0173	8102-0174
<i>L</i> , номин., мм	195	200	205	210	215	220	225	230	240
Обозначение калибров-скоб	8102-0175	8102-0176	8102-0177	8102-0178	8102-0179	8102-0180	8102-0181	8102-0182	8102-0184
<i>L</i> , номин., мм	250	260	270	280	290	300	310	320	330
Обозначение калибров-скоб	8102-0186	8102-0187	8102-0188	8102-0189	8102-0190	8102-0191	8102-0192	8102-0193	8102-0194
Примечание. В этой таблице приведены не все возможные величины <i>L</i> . Калибры-скобы отсутствующих в таблице размеров надо изготавливать и обозначать по размерам ближайшего меньшего калибра-скобы.									

- для проверки радиусов R 1 мм, которые образуются при шлифовании цилиндрической поверхности между нею и торцом ступени с большим диаметром (рис. 11.5) применим радиусный шаблон. В соответствии с ГОСТ 30893.1 предельные отклонения на радиус $R1$ для среднего класса точности m , который соответствует заданным в технических требованиях чертежа общим допускам $h14$; $\pm IT14/2$, равны $\pm 0,10$ мм. В массовом производстве надо спроектировать и изготовить нормальный калибр

(шаблон), одна сторона которого будет проверять минимальный радиус $R_{0,9}$ мм, а вторая — максимальный $R_{1,1}$ мм. Называться такое специальное измерительное средство будет Шаблон $R_{1\pm 0,10}$.

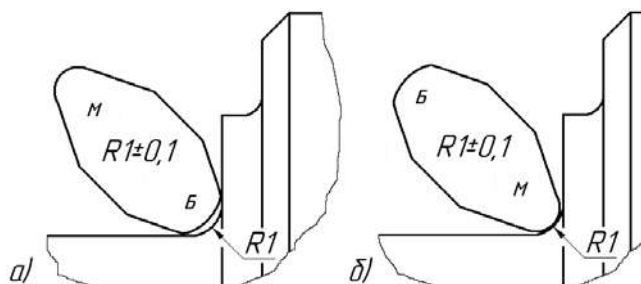


Рисунок 11.5 — Проверка радиусного перехода от шейки к торцу буртика радиусным шаблоном

При контроле радиуса калибрами, одна сторона (рис. 11.5, а) с размером R_{\max} должна давать световую щель посередине зоны контакта, а с R_{\min} — по краям (по схеме контроля, показанной на рисунке, деталь является годной);

- для фасок $1\times 45^\circ$; $2\times 45^\circ$: в таблице 2 ГОСТ 30893.1 находим, что предельные отклонения высот фасок 1 и 2 мм для среднего класса точности m составляют $\pm 0,2$ мм. По идее для массового производства надо проектировать калибры, но на практике измеряют специальным средством измерения, сделанным на основе штангенциркуля (рис. 11.6). Мы также применим это специальное СИ — измеритель фаски ИФУС [1];

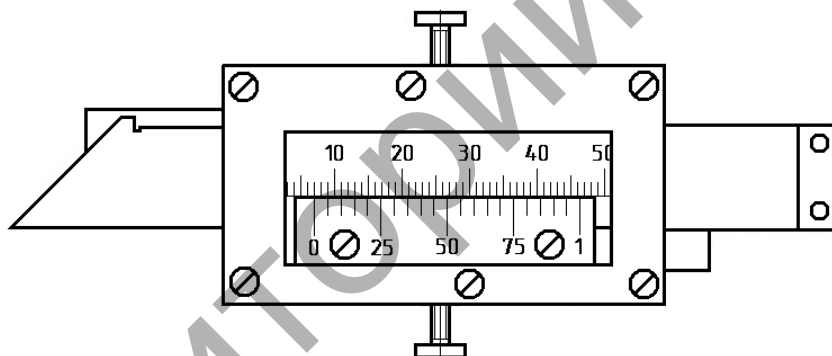


Рисунок 11.6 — Универсальный фаскомер ИФУС на основе штангенциркуля

- твердость детали задана в единицах Бринелля. Измерение, вне зависимости от типа производства, выполним с помощью электронного твердомера по Бринеллю для среднегабаритных деталей модели 300НВ-3000;

- для проверки шероховатости $Ra_{0,4}$; $Ra_{0,8}$; $Ra_{1,6}$; $Ra_{3,2}$; $Ra_{6,3}$ в массовом производстве надо применить измерительный прибор. Он дает точные значения и может определить не только среднее арифметическое отклонение профиля Ra , но и другие параметры шероховатости. Надо брать прибор современный, а не греб мод. 253. Откроем Интернет и для поиска зададим слово «профилометр» и по открывшимся картинкам выберем отвечающий нашим условиям профилометр портативный БВ-7646, показанный на рисунке 11.7



Рисунок 11.7 — Профилометр портативный БВ-7646

- для проверки отклонений формы и расположения:

а) соблюдение допуска круглости проверяем вращением вала в центрах прибора для проверки изделий на биение ПБ-250 с помощью головки измерительной ИИГ ГОСТ 18833—73 (рис. 10.8);

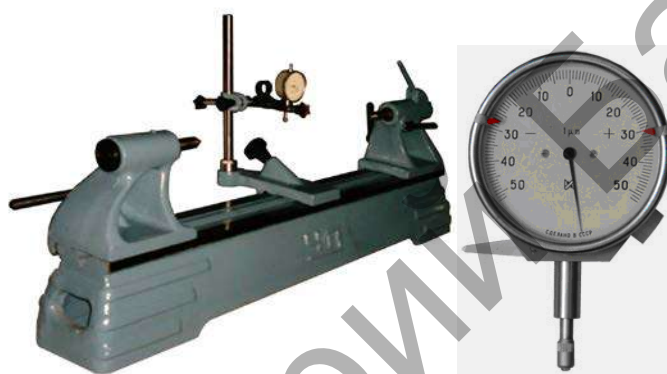


Рисунок 10.8 — Прибор для проверки биения ПБ-250 и рычажно-зубчатая головка ИИГ

б) допуск профиля продольного сечения проверяем измеряя отклонение параллельности образующих с помощью скобы рычажной СРП-50 мод. 01102 ТУ2-034-0221197-012-91 (рис. 10.9);



Рисунок 10.9 — Скоба рычажная СР-50

в) допуск торцового биения проверяем с помощью прибора для проверки изделий на биение ПБ-250 и той же измерительной головки ИИГ;

г) соблюдение допуска соосности посадочных мест под подшипники относительно оси вала проверяем вращением вала на двух ножевых опорах, находящихся в средних сечениях шеек [1, с. 717]. Что такое ножевые опоры никто толком не знает. Ни у местных специалистов, ни в РУП «Барановичский центр стандартизации, метрологии и сертификации», ни в Минске в Научно-

производственном республиканском унитарном предприятии «Белорусский государственный институт стандартизации и сертификации (БелГИСС)». По здравому размышлению сошлись на том, что это призмы, у которых очень узкая рабочая поверхность (рис. 10.10).

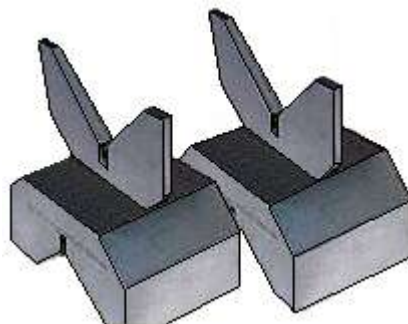


Рисунок 10.10 — Ножевые опоры

Отклонение от соосности каждой из контролируемых поверхностей равно половине радиального биения, измеренного в крайних сечениях этих поверхностей.

11.3 Выбор средств измерения при единичном типе производства редукторов

Выбор средств измерения и при единичном типе производства основан на:

- а) нахождении допускаемой погрешности изменения;
- б) подборе по ней измерительного средства, у которого собственная допускаемая погрешность измерения равна или чуть меньше.

По ГОСТ 8.051—81 «ГСОВИ Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм» (см. табл. 2.5) определяем погрешности, допускаемые при измерении $\varnothing 40k6$; $\varnothing 45m6$; $\varnothing 50u7$; $\varnothing 55h14$; $\varnothing 63h14$; и для линейных размеров $71 \pm IT15/2$; $25 \pm IT14/2$; $63 \pm IT14/2$; $250h14$; $3h14$; $2 \pm 0,3$; $35,5_{-0,2}$; $14N9$. Порядок определения допускаемой погрешности измерения продемонстрирую еще раз. Сейчас на примере $\varnothing 40k6$. Делается это следующим образом:

- мы видим, что это размер 6-го качества ($\varnothing 40k6$);
- по таблице на рисунке 1.1 определяем для данного размера величину допуска 6-го качества, который равен 16 мкм;
- по таблице 2.5 пособия определяем, что для допуска 16 мкм размера 40 мм допускаемая погрешность измерения составляет $\delta = 5$ мкм;
- сейчас надо решить каким универсальным СИ можно измерить данный диаметр. То есть найти такое СИ, у которого собственная допускаемая погрешность измерения равна или меньше допускаемой при измерении. Есть небольшая хитрость: специалисты знают, что подойдет, скорее всего, СИ, у которого цена деления шкалы составляет $1/6$ — $1/10$ допуска на размер. В данном случае это примерно 3—1,6 мкм. Поэтому штангенциркуль отпадает: у него цена деления 100 мкм и допускаемая погрешность измерения тоже 100 мкм. У гладкого микрометра допускаемая погрешность измерения 8 мкм, что больше разрешенной. Дальнейший поиск СИ с использованием справочников и стандартов показывает, что измерение с требуемой точностью можно выполнить с помощью головки рычажно-зубчатой, головки пружинной, индикатора многооборотного, но в этих случаях еще нужен будет штатив или стойка и блок концевых мер длины и технологически выполнить измерение этими СИ очень неудобно. Микроскоп измерительный универсальный обеспечивает нужную точность, но для рядового измерения дорог. Машина измерительная тоже дорогая. Остановимся на рычажной скобе со встроенным в корпус отсчетным устройством по ГОСТ 11098—75, которая имеет диапазон измерения 25—50 мм, цену деления 2 мкм и допускаемую погрешность измерения ± 1 мкм. Настраивать скобу на размер будем по набору концевых мер длины.

Полученные данные оформляем таблицей 11.3.

Таблица 11.3 — Выбор универсальных СИ для вала тихоходного

Измеряемый размер, мм	Квалитет измеряемого размера	Допуск размера, мкм	Допускаемая погрешность измерения, мкм	Предел допускаемой погрешности СИ, мкм	Наименование и обозначение выбранного СИ				
Ø40	6	16	5	±1	Рычажная скоба с диапазоном измерения 25—50 мм: Скоба СР 50 ГОСТ 11098—75. Набор № 3 концевые мер из стали класса точности 3: Концевые меры 3-НЗ ГОСТ 9038—90				
Ø45									
Ø50	7	25	7	±50	Штангенциркуль типа I с диапазоном измерения 0—125 мм и значением отсчета по нониусу 0,05 мм: Штангенциркуль ШЦ-I—125—0,05 ГОСТ 166—89				
Ø55	14	740	160						
Ø63									
3				250	50	±4	Микрометр гладкий с диапазоном измерения 0—25 мм 2-го класса точности: Микрометр МК25—2 ГОСТ 6507—90		
2				±50	520	120	Штангенрейсмас типа ШР с диапазоном измерения 0—250 мм и значением отсчета по нониусу 0,05 мм: Штангенрейсмас ШР-250—0,05 ГОСТ 164—90		
25									
63								740	160
71								15	1200
250	14	1150	240						
14	9	43	10	0,8	Набор № 3 концевых мер из стали класса точности 3: Концевые меры 3-НЗ ГОСТ 9038—90				
35,3	—	200	40	±4	Микрометр гладкий с диапазоном измерения 25—50 мм 2-го класса точности: Микрометр МК50—2 ГОСТ 6507—90				

Радиусы $R1$ проверим с помощью набора №1 радиусных шаблонов ТУ 2-034-228-88 «Шаблоны резбовые и радиусные. Технические условия». В этот набор входят шаблоны, имеющие радиус $R = 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6$. Используя шаблон $R = 1,2$ мм, мы должны убедиться, что действительный радиус у детали равен или меньше, чем радиус шаблона.

Остальные параметры детали будем проверять с помощью СИ, предложенных выше (см. массовое производство).

11.4 Выбор средств измерения и контроля при серийном типе производства редукторов

В качестве средств измерения и контроля вала тихоходного выбираем для 50% размеров предельные калибры (предпочтительно для диаметров и длин), а для измерения остальных линейных размеров — универсальные средства измерения.

В конце раздела приведены технические условия на некоторые наиболее распространенные средства измерения, которые могут понадобиться.

11.5 Технические характеристики универсальных средств измерения

11.5.1 Штангенциркули

ГОСТ 166—88 «Штангенциркули. Технические условия» распространяется на штангенциркули, предназначенные для измерения наружных и внутренних размеров до 2000 мм, а также штангенциркули специального назначения для измерения канавок на наружных и внутренних поверхностях, проточек, расстояний между осями отверстий малых диаметров и стенок труб.

Штангенциркули изготавливают следующих основных типов: I, Т-1, II, III (рис. 11.11).

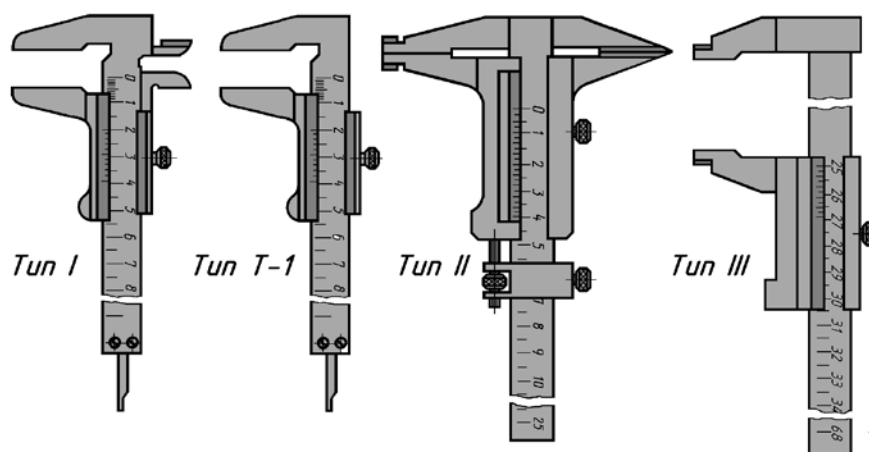


Рисунок 10.11 — Типы штангенциркулей

Все эти штангенциркули могут иметь отсчет по нониусу (ШЦ) или отсчет по круговой шкале (ШЦК), или цифровое отсчетное устройство (ШЦЦ) — рисунок 11.12.



Рисунок 11.12 — Виды отсчетных устройств штангенциркулей

Предел допускаемой погрешности штангенциркулей при температуре окружающей среды (20 ± 5) °С соответствует указанному в таблице 11.4.

Пример условного обозначения штангенциркуля типа I с диапазоном измерения 0—125 мм и значении отсчета по нониусу 0,1 мм:

Штангенциркуль ШЦ-I—125—0,1 ГОСТ 166.

То же для штангенциркуля типа II с диапазоном измерения 0—300 мм и шагом дискретности цифрового отсчетного устройства 0,01 мм:

Штангенциркуль ШЦЦ-II—300—0,01 ГОСТ 166.

Таблица 11.4 — Предел допускаемой погрешности штангенциркулей

Диапазон измерения /,мм	Значение отсчета, мм	Вид отсчетного устройства и обозначение	Цена деления шкалы (мм) или класс точности	Предел допускаемой погрешности СИ, мкм
0—125, 0—135, 0—150, 0—160 0—200, 0—300	0,05; 0,1	Нониус, ШЦ	0,05	±50
			0,1 (1 кл.)	±100
			0,1 (2 кл.)	±0,030
	0,02; 0,05 0,1	Круговая шкала, ШЦК	0,02	±40 при $l > 200$ мм
			0,05	±40
			0,1 (1 кл.) 0,1 (2 кл.)	±50 ±80
0—200, 0—300	0,01	Цифровое отсчетное устройство, ШЦЦ	0,01	±30; ±40 при $l > 200$ мм

11.5.2 Штангенрейсмасы

ГОСТ 164—90 «Штангенрейсмасы. Технические условия» распространяется на штангенрейсмасы (рис. 11.13), используемые для измерения и разметки размеров. Штангенрейсмасы изготавливают, как и штангенциркули, трех типов с разными устройствами для отсчета показаний измерений:

- ШР — с отсчетом по нониусу;
- ШРК — с отсчетным устройством с круговой шкалой;
- ШРЦ — с электронным цифровым отсчетным устройством.

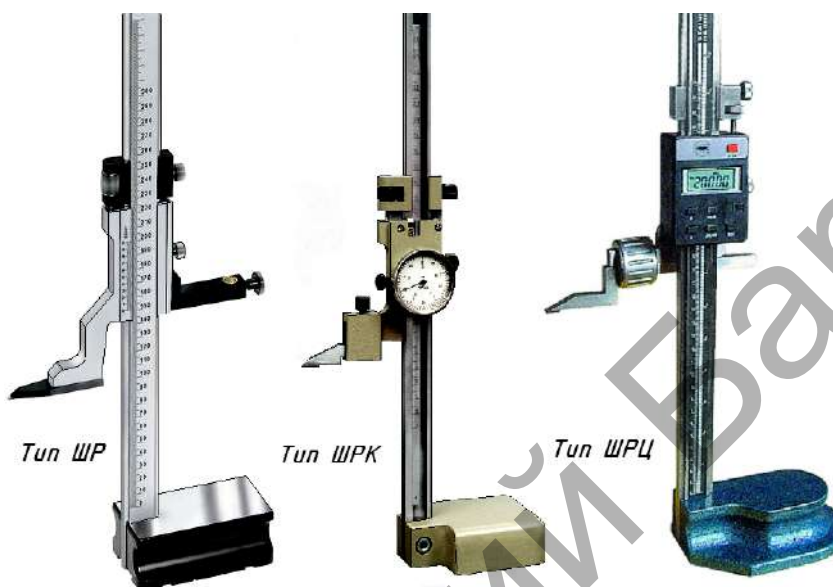


Рисунок 11.13 — Типы штангенрейсмасов

Использовать штангенрейсмас удобно для измерения длины шеек вала. Диапазон измерений, значение отсчета по нониусу, цена деления круговой шкалы и шаг дискретности цифрового отсчетного устройства и классы точности штангенрейсмасов, их допустимая погрешность при температуре окружающей среды $(20 \pm 10)^\circ\text{C}$ соответствуют указанным в таблице 11.5.

Пример условного обозначения штангенрейсмаса типа ШР с диапазоном измерения 0—250 мм и значением отсчета по нониусу 0,05 мм:

Штангенрейсмас ШР-250—0,05 ГОСТ 164—90.

То же, штангенрейсмаса типа ШРЦ с диапазоном измерения 0—250 мм и шагом дискретности 0,01 мм:

Штангенрейсмас ШРЦ-250—0,01 ГОСТ 164—90.

Таблица 10.5 — Технические параметры штангенрейсмасов
В миллиметрах

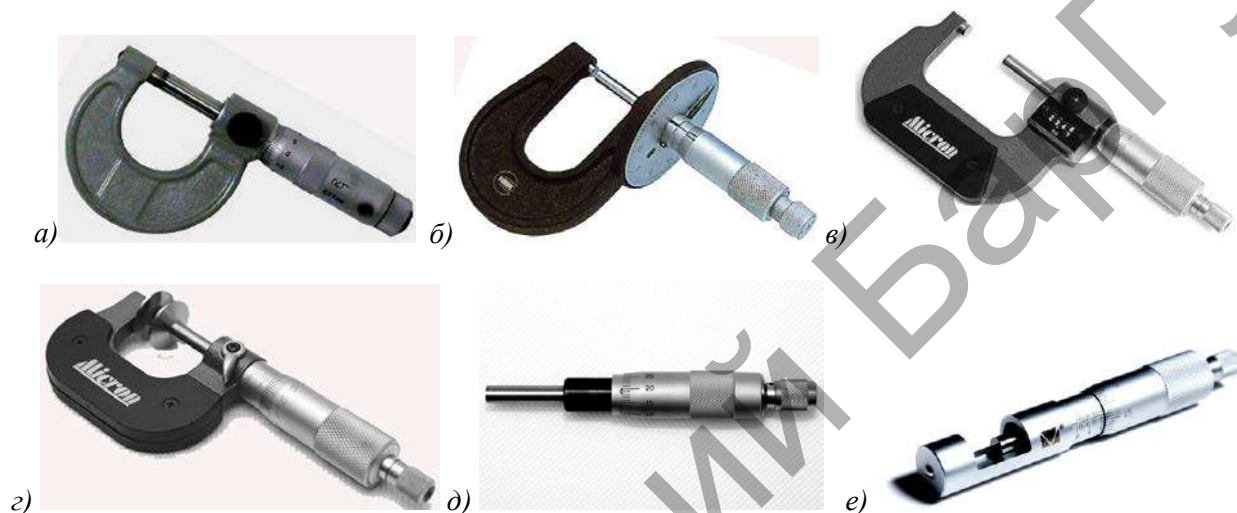
Измеряемая длина	Предел допускаемой погрешности штангенрейсмаса					
	со значением отсчета по нониусу		с ценой деления круговой шкалы		с шагом цифрового отсчетного устройства 0,01 для классов точности	
	0,05	0,10	0,02	0,05	1	2
До 250	±0,05	±0,05	±0,03	±0,05	±0,03	±0,05
Св. 250 до 400					±0,04	±0,06
Св. 400 до 630	±0,10	±0,10	—	±0,10	±0,05	±0,07
Св. 630 до 1000					±0,07	±0,09

11.5.3 Микрометры

ГОСТ 6507—90 «Микрометры. Технические условия» распространяется на микрометры с ценой деления 0,01 и 0,001 мм.

Микрометры изготавливают следующих типов:

- МК — гладкие для измерения наружных размеров изделий;
- МЛ — листовые с циферблатом для измерения толщины листов и лент;
- МТ — трубные для измерения толщины стенок труб;
- МЗ — зубомерные для измерения длины общей нормали зубчатых колес с модулем от 1 мм;
- МГ — микрометрические головки для измерения перемещения;
- МП — микрометры для измерения толщины проволоки (рис. 10.14).



a — гладкий МК; *б* — листовый МЛ; *в* — трубный МТ; *г* — зубомерный МЗ;
д — микрометрическая головка МГ; *е* — микрометр для измерения толщины проволоки МП
 Рисунок 11.14 — Типы микрометров

Микрометры изготавливают:

- с ценой деления 0,01 мм — при отсчете показаний по шкалам стебля и барабана (рис. 10.14, *a*, *б*, *г*, *д*, *е*);
- со значением отсчета по нониусу 0,001 мм — при отсчете показаний по шкалам стебля и барабана с нониусом (рис. 10.15);
- с шагом дискретности 0,001 мм — при отсчете показаний по электронному цифровому отсчетному устройству и шкалам стебля и барабана (рис. 10.14, *в*).

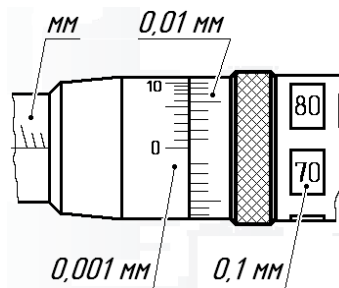


Рисунок 11.15 — Отсчетные устройства прецизионного микрометра TESAMASTER с нониусом со шкалами на стебле и барабане и со счетчиком десятых долей миллиметров [5]

Предел допускаемой погрешности микрометра принимается по значениям, приведенным в таблице 11.6. Это погрешности исправных микрометров с верхним пределом измерения до 150 мм. Измерение проводится при температуре $(20 \pm 4) ^\circ\text{C}$.

Таблица 11.6 — Пределы допускаемой погрешности микрометров

Тип микрометра	Верхний предел измерений микрометра, мм	Предел допускаемой погрешности микрометра с отсчетом показаний, мкм					Допускаемое изменение показаний микрометра от изгиба скобы при усилии 10 Н			
		по шкалам стебля и барабана классов точности		по шкалам стебля и барабана с нониусом	по электронному цифровому устройству классов точности					
		1	2		1	2				
МК	25	±2,0	±4,0	±2,0	±2,0	±4,0	2,0			
	50	±2,5						±3,0	±3,0	±4,0
	75									
	100									
МЛ	5; 10; 25	—	±2,0	±2,0	±4,0	2,0				
МЗ	25	±4,0	±5,0	±3,0	±3,0	±5,0	3,0			
	50									
	75									
	100									

Пример условного обозначения гладкого микрометра с диапазоном измерения 25—50 мм 1-го класса точности:

Микрометр МК50—1 ГОСТ 6507—90.

То же, гладкого микрометра с электронным цифровым отсчетным устройством с диапазоном измерения 50—75 мм:

Микрометр МК Ц75 ГОСТ 6507—90.

11.5.4 Микрометры рычажные

По ГОСТ4381—87 «Микрометры рычажные. Общие технические условия». Эти микрометры весьма удобны в серийном производстве, когда надо измерить один и тот же размер у партии деталей. Этот стандарт распространяется на рычажные микрометры с верхним пределом измерений до 2000 мм, оснащенные отсчетным устройством с ценой деления 0,002 и 0,01 мм и предназначенные для измерения наружных размеров (рис. 10.16).

Рычажные микрометры изготавливают двух типов:

- МР — с отсчетным устройством с ценой деления 0,002, встроенным в скобу;
- МРИ — оснащенных отсчетным устройством с ценой деления 0,002 или 0,01 мм.



Рисунок 10.16 — Типы рычажных микрометров

Основные технические параметры некоторых рычажных микрометров представлены в таблице 11.7.

Таблица 11.7 — Основные технические параметры некоторых рычажных микрометров

Тип микрометра	Диапазон измерения, мм	Отсчетное устройство		Измерительное усилие, Н	Колебание измерительного усилия, Н, не более
		цена деления, мм	диапазон показаний, мм, не менее		
МР	0—25	0,002	±0,14	6±1	1,0
	25—50				
	50—75				
	75—100				
МРИ	100—125		±0,10	8±2	2,0

Допускаемая погрешность микрометра вместе с отсчетным устройством при температуре окружающей среды (20 ± 4) °С и относительной влажности до 80 % не превышает значений, указанных в таблице 11.8

Таблица 11.8 — Допускаемая погрешность рычажных микрометров с ценой деления 0,002 мм

Диапазон измерений, мм	Пределы допускаемой погрешности, мкм, микрометров типа	
	МР	МРИ
	на участках шкалы	
0—25	$\pm 0,03$	$\pm 0,10$
25—50	± 3	—
50—100	—	± 4
100—150	—	± 4

Пример условного обозначения рычажного микрометра с отсчетным устройством, встроенным в корпус, и диапазоном измерений 25—50 мм:

Микрометр МР 50 ГОСТ 4381—87.

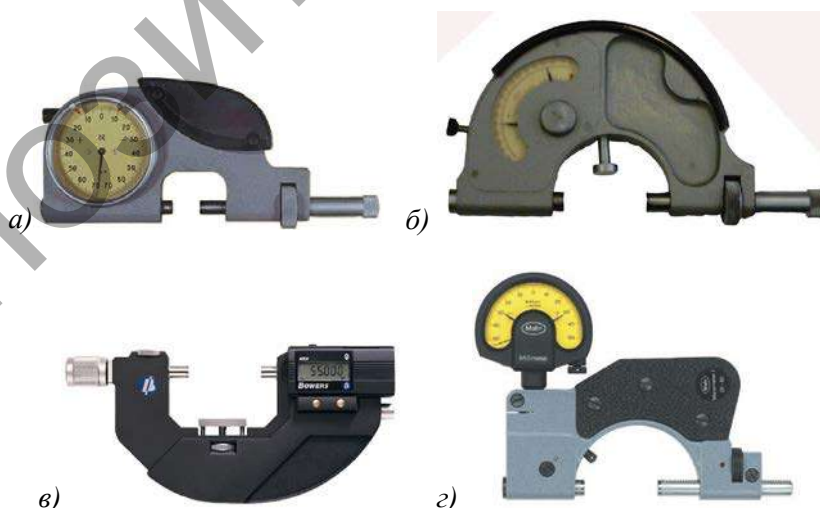
То же, оснащенного отсчетным устройством с ценой деления 0,01 мм и диапазоном измерений 100—125 мм:

Микрометр МРИ 125—0,01 ГОСТ 4381—87.

11.5.5 Скобы с отсчетным устройством

ГОСТ 11098—75 «Скобы с отсчетным устройством. Технические условия» (рис. 11.17) распространяется на скобы с пределами измерений до 1000 мм, оснащенные отсчетным устройством с ценой деления 0,001, 0,002 и 0,01 мм, предназначенные для линейных измерений. Пределы измерений скобами СР и СРП составляют 25 мм, СИ — 50 мм. Скобы изготавливают трех типов:

- СРП — рычажные, повышенной точности, со встроенным в корпус отсчетным устройством;
- СР — рычажные, со встроенным в корпус отсчетным устройством;
- СИ — индикаторные, оснащенные измерительными головками.



а, б, в — со встроенным отсчетным устройством; г — скоба, оснащенная измерительной головкой

Рисунок 10.17 — Типы скоб с отсчетным устройством

Основные метрологические характеристики скоб с отсчетным устройством приведены в таблице 11.9. При этом измерение можно выполнять при любом положении скобы, а температура окружающей среды должна быть (20 ± 3) °С.

Таблица 11.9 — Основные метрологические характеристики скоб с отсчетным устройством
В миллиметрах

Типы скоб, измеряемые размеры	Цена деления, не более	Диапазон измерений, не менее	Предел допускаемой погрешности скоб в интервале шкалы			
			±30 делений от нулевого штриха	св. ±30 делений от нулевого штриха	на нормированном участке 0,1 мм	на любом участке 3 мм
СР, 0—100	0,002	±0,14	±0,001	±0,002	—	—
СИ, 0—100	0,01	3	—	—	±0,005	±0,008
СРП, 0—50	0,001	±0,07	±0,007	±0,0014	—	—

Пример условного обозначения рычажной скобы, повышенной точности с диапазоном измерения 25—50 мм:

Скоба СРП 50 ГОСТ 11098—75.

То же, рычажной скобы с диапазоном измерения 50—75 мм:

Скоба СР 50 ГОСТ 11098—75.

11.5.6 Индикаторы рычажно-зубчатые

Рычажно-зубчатые индикаторы, изготовленные по ГОСТ 5584—75 «Индикаторы рычажно-зубчатые с ценой деления 0,01 мм. Технические условия», имеют измерительный рычаг с изменяемым положением относительно корпуса, что делает их незаменимыми при проверке в труднодоступных местах (рис. 11.18).

Они выпускаются двух типов:

- ИРБ — с боковой шкалой, параллельной оси измерительного рычага, когда тот находится в среднем положении перемещения, показанного стрелкой;
- ИРТ — торцевые со шкалой, перпендикулярной оси измерительного рычага.



Рисунок 11.18 — Типы рычажно-зубчатых индикаторов

Погрешность индикатора не превышает 0,004 мм на любом участке шкалы в пределах 0,1 мм и 0,010 мм — на любом участке шкалы более 0,1 мм.

Направление линии измерения должно быть перпендикулярно к оси измерительного рычага в его среднем положении на данном участке измерения.

Пример условного обозначения индикатора рычажно-зубчатого бокового типа ИРБ:

Индикатор ИРБ ГОСТ 5584—75.

11.5.7 Индикаторы часового типа

Индикаторы часового типа (чаще их называют просто индикаторы) по ГОСТ 577—68 «Индикаторы часового типа с ценой деления 0,01 мм. Технические условия» изготавливаются с диапазонами измерения 0—2, 0—5, 0—10, 0—25, 0—50 мм.

Индикаторы часового типа выпускают классов точности 0 и 1. Индикаторы с диапазоном измерений 0—2 мм изготовляют двух исполнений:

- ИЧ — с перемещением измерительного стержня параллельно шкале (рис. 11.19);
- ИТ — с перемещением измерительного стержня перпендикулярно шкале.

Все остальные — с перемещением измерительного стержня параллельно шкале.

По исполнению индикаторы разделяются на брызгозащищенные, пылезащищенные, противоударные и обыкновенные. Выпускаются также индикаторы часового типа с цифровым отсчетом.



Рисунок 10.19 — Некоторые типы индикаторов часового типа

Основные технические параметры некоторых индикаторов часового типа представлены в таблице 11.10.

В Украине ЧНПП «МИКРОТЕХ» в Харькове по техническим условиям ТУ У 33.2-30291682-006:2010 выпускает индикаторы ИЧ-50-0,01 и ИЧ-100-0,01 классов точности 0 и 1 [6]. Кроме того, можно найти индикаторы часового типа с диапазоном измерений 0—3, 0—15, 0—20, 0—30 мм (электронный ресурс <http://td-str.ru/clientage.aspx> время доступа 16.11.13 в 14-26).

Таблица 11.10 — Величина допустимой погрешности индикаторов часового типа

Модель индикатора	В микрометрах					
	Основная погрешность показаний для предела измерений					
	0,1		1,0		весь диапазон	
	класс точности					
	0	1	0	1	0	1
ИЧ2					10	12
ИТ2						
ИЧ5	4	6	8	10	12	16
ИЧ10					15	20
ИЧ25					22	30
ИЧ50					±35	±40
ИЧ100					±40	±50

Пример условного обозначения индикатора исполнения ИЧ с диапазоном измерений 0—10 мм, обыкновенного, класса точности 0:

Индикатор ИЧ10 кл. 0 ГОСТ 577—68.

То же, с диапазоном измерения 0—25 мм, обыкновенного, класса точности 1:

Индикатор ИЧ25 кл. 1 ГОСТ 577—68.

11.5.8 Индикаторы многооборотные

Во многих случаях точности, которой обладают индикаторы часового типа (цена деления 0,01 мм) недостаточно. В таком случае удобно использовать многооборотные рычажно-зубчатые индикаторы 1 МИГ и 2 МИГ с ценой деления 0,001 и 0,002 мм по ГОСТ 9696—82 «Индикаторы многооборотные с ценой деления 0,001 и 0,002 мм. Технические условия».

Оба индикатора изготавливаются в одном корпусе, но отличаются механизмом. Изготавливают их 0-го и 1-го классов точности. У индикатора 1 МИГ цена деления 0,001 мм, а диапазон измерений — 1,0 мм. У 2 МИГ — 0,002 мм и 2 мм соответственно (рис. 11. 20).



Рисунок 11.20 — Многооборотный рычажно-зубчатый индикатор 2 МИГ

Допустимые погрешности индикаторов приведены в таблице 11.11.

Пример условного обозначения индикатора типа 1 МИГ класса точности 1 с ценой деления 0,001 мм:

Индикатор 1 МИГ—1 ГОСТ9696—82.

Таблица 11.11 — Метрологические характеристики индикаторов 1 МИГ и 2 МИГ

Параметр	Погрешность, делений, для индикаторов			
	1 МИГ		2 МИГ	
	класс точности			
	0	1	0	1
На 200 делений	1,5	2,0	1,5	2,0
На всем диапазоне	2,0	2,5	2,0	2,5
Размах на 10 измерений	1/2	2/3	1/2	2/3
Вариация показаний	1,0	1,5	1,0	1,5

11.5.9 Приборы для проверки изделий на биение

Приборы ПБ-250М, ПБ-500М, ПБ-1600М для проверки биения цилиндрических деталей, установленных в центрах, широко применяются во всех типах производства. Контроль может производиться по цилиндрическим, торцовым поверхностям и поверхностям, расположенным в заданном направлении. Вместе с прибором чаще всего используется индикатор часового типа ИЧ10, но для высокоточных измерений конструкцией предусмотрена установка индикатора 2 МИГ.



Рисунок 11.21 — Прибор для измерения биения

Технические данные приборов приведены в таблице 11.12.

Таблица 11.12 — Технические данные приборов для измерения биения

Характеристики	ПБМ-200	ПБ-250	ПБМ-500	ПБ-500М	ПБ-1600
Расстояние между центрами	200	250	500		1600
Диаметр проверяемого вала, мм	80	90	130	140	260
Диаметр проверяемого диска, мм	120		250	265	340
Масса контролируемой детали, кг, не более	13	13,5	50		95
Погрешность с индикатором ИЧ10 кл.1, не более	—	±0,020	±0,032		±0,036
Погрешность с индикатором 2 МИГ, не более	0,010		0,015		0,020

По заказу возможна поставка приборов с любой длиной проверяемого вала начиная от 150 мм.

Использованная литература

1 Справочник по производственному контролю в машиностроении. Издание третье, перераб. и доп. Под ред. д-ра техн. наук проф. А. К. Кутая. Л., Машиностроение, 1974. – 976 с., ил.

2 Как измерять фаски. Электронный ресурс

http://www.chipmaker.ru/index.php?app=core&module=attach§ion=attach&attach_rel_module=post&attach_id=1867948 Время доступа 03.05.15 в 15-00.

2 Скобы рычажные типа СР. Электронный ресурс <http://www.atlasmetr.com/index.pl?act=PRODUCT&id=180> Время доступа 12.12.11 в 10-17.

3 Приборы для проверки изделий на биение ПБ 250, ПБ 500, ПБ 1600. Электронный ресурс <http://www.chelzavod.ru/index.php?name=Content&id=43> Время доступа 12.12.11 в 10-33.

4 Профилометр портативный. Электронный ресурс http://www.micron.ru/production/special_instruments/bv-7646/ Время доступа 15.10.13 в 21-40.

5 Микрометрические приборы. Электронный ресурс http://tesatools.by/sites/default/files/pdf/Tesa_C_micrometri.pdf Время доступа 09.05.15 в 13-57

6 Электронный ресурс <http://www.microtech-ua.com/index.php?lang=ru&module=catalog&id=5024> время доступа 16.11.13 в 13-34 и <http://promsouz.com/izmeritel/mikrotex/meritel58.html> — 16.11.13 в 14-29

7 Приложение к свидетельству об утверждении типа средства измерений. Приборы для проверки изделий на биение в центрах. Модели ПБ-250М, ПБ-500М, ПБ-1600М. Электронный ресурс <http://www.all-pribors.ru/opisanie/43304-09-pb-250m-pb-500m-pb-1600m-45444> Время доступа 10.05.15 в 10-44

8 Приборы для проверки изделий на биение в центрах модели ПБ-250, ПБ-500, ПБ-1600. Электронный ресурс <http://www.chelzavod.ru/index.php?name=Content&id=43> Время доступа 12.12.11 10-31.

9 ПБ-200; ПБ-250; ПБ-500; ПБ-1600 приборы проверки на биение. Электронный ресурс <http://www.штангель.рф/catalog/metrologicheskoe-oborudovanie/pribory-stendy/pb-200-250-500-1600.htm> Время доступа 10.05.15 в 11-02.