В.В. Биндюк, А.Н. Саврасов

Прикладная механика

Лабораторный практикум

Учебное пособие
по дисциплине
«Прикладная механика»

Санкт-Петербург
2016

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

В.В. Биндюк, А.Н. Саврасов

Прикладная механика

Лабораторный практикум

Учебное пособие
по дисциплине
«Прикладная механика»

Санкт-Петербург

2016

Биндюк В.В., Саврасов А.Н. Прикладная механика. Лабораторный практикум. Учебное пособие. – СПб: Университет ИТМО, 2016. – 58 с.

Пособие содержит методические рекомендации к выполнению лабораторных работ и теоретические сведения, необходимые для объяснения результатов эксперимента. Описание каждой лабораторной работы содержит формулировку цели, сведения об изучаемом вопросе, порядок выполнения лабораторной работы, методику работы на измерительных приборах, контрольные вопросы и рекомендуемую литературу, а также необходимые справочные данные.

Учебное пособие адресовано студентам Университета ИТМО, обучающихся по направлениям подготовки 12.03.01, «Приборостроение», 12.03.02 «Оптотехника», 12.03.05 «Лазерная техника и лазерные технологии», 12.05.01 «Электронные и оптико-электронные приборы и системы специального назначения» подготовки бакалавров по дисциплине «Прикладная механика».

Рекомендовано к печати Ученым советом Мегафакультета компьютерных технологий и управления, протокол № 9 от 15 ноября 2016г.

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

Университет ИТМО – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 в 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Университет ИТМО, 2016

© Биндюк В.В., Саврасов А.Н. 2016

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ ……..…….…….……...… 4

I. АНАЛИЗ СОСТАВНОГО ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА ……..…. 5

II. ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИКО - МЕХАНИЧЕСКОГО КООРДИНАТНОГО УСТРОЙСТВА ……..…….…… 12

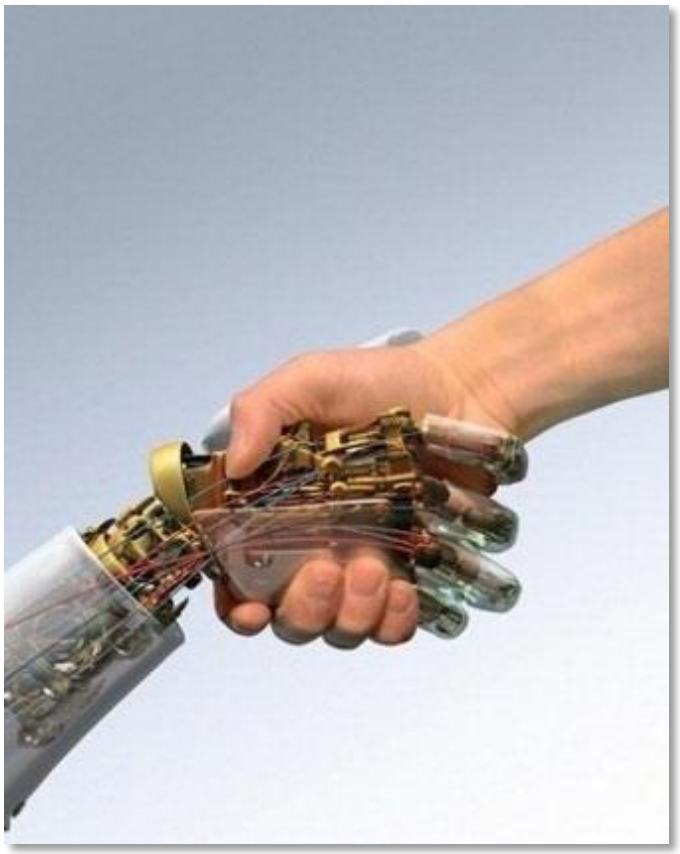
III. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ ПРИ КРУЧЕНИИ ВАЛА ПЕРЕДАТОЧНОГО ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА ……..……..…. 17

IV. ИЗМЕРЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИБОРОВ…. 22

V. ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ СИЛОВОГО ЭЛЕМЕНТА КОНСТРУКЦИИ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ПРИБОРА……... 28

VI. АНАЛИЗ ГЕОМЕТРИИ ВЫХОДНОГО ВАЛА ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА ……...……....…...…..…… 35

ПРИЛОЖЕНИЕ ……..……..…...….. 42
Таблицы 1. Система отверстия ……..……..……..….. 45
Таблицы 2. Система вала ……..……..……...…..…. 50
Таблица 3. Допуски радиального биения и полного радиального биения 54
Таблица 4. Шероховатость поверхности при некоторых видах обработки... 55



ВВЕДЕНИЕ

Лабораторный практикум направлен на прививание, развитие умений, навыков в самостоятельном проведении экспериментов, в самостоятельной работе на лабораторном оборудовании, измерительных приборах и - практических компетенций в области профессиональной направленности.

Целями лабораторного практикума являются:

- формирование практических компетенций по профилю профессиональной деятельности;
- развитие интеллектуальных умений: аналитических, профессиональных;
- экспериментальное подтверждение и проверка основных теоретических положений;
- реализация единства интеллектуальной и практической деятельности;
- формирование навыков проведения эксперимента как элемента научно - исследовательской деятельности.

I. АНАЛИЗ СОСТАВНОГО ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА

Цель работы - изучение видов зубчатых передаточных механизмов, их элементной базы, способов оформления подшипниковых щитов под валы и оси, способов снижения вибраций при передаче вращения, видов регулировки межосевого расстояния; получение навыков составления и анализа кинематических схем зубчатых механизмов приборов.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Пара зубчатых колес обычно увеличивает или уменьшает частоту вращения не более чем в 6-12 раз. Чтобы обеспечить бóльшие передаточные отношения, изменить направление движения или сложить несколько вращательных движений, применяют составные кинематические цепи, состоящие из нескольких последовательно или параллельно соединенных зубчатых пар.

Например, во многих часовых механизмах с помощью зубчатых передач угловая скорость увеличивается в 20-40 тыс. раз, а в электромеханических устройствах иногда уменьшается в 10-100 тыс. раз. Естественно, что такие передаточные отношения не могут быть обеспечены с помощью одноступенчатой зубчатой или даже червячной передачи.

При проектировании сложных зубчатых механизмов передаточное отношение механизма обозначается через $U_{n,m}$, в котором ведущим звеном является звено n, а ведомым m. Знак "плюс" показывает, что звенья вращаются в одном направлении (векторы ϖ_n и ϖ_m направлены в одну сторону (рис. 1), а знак "минус" - в разные стороны (векторы ϖ_m и ϖ_n направлены в разные стороны).

Нетрудно заметить, что при изменении направления силового потока в механизме ведомое звено становится ведущим, т.е.

$$U_{n,m} = \frac{1}{U_{m,n}}$$

Рассмотрим некоторые из основных видов составных зубчатых механизмов.

Рядовые зубчатые механизмы являются простейшими составными зубчатыми передачами. Они используются для изменения направления вращения и передачи движения между параллельными валами, находящимися на сравнительно больших расстояниях, а также для передачи движения на ряд ведомых валиков от одного ведущего.

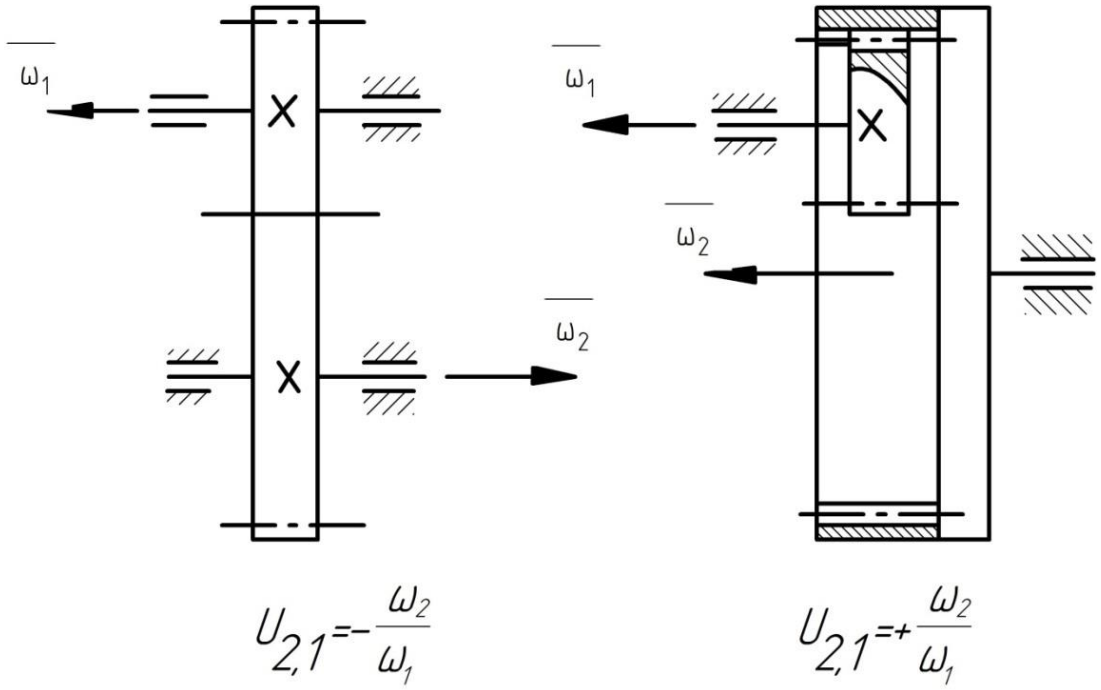


Рис. 1

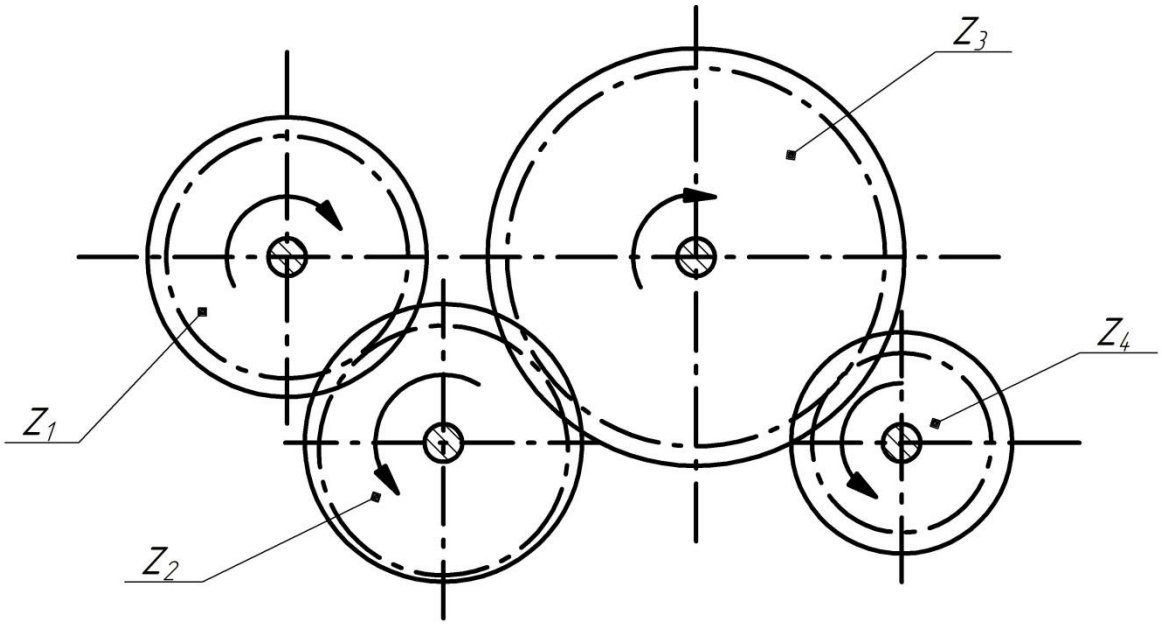


Рис.2

На рис. 2 показана рядовая передача, состоящая из последовательно соединенных зубчатых колес с числами зубьев, z_1, z_2, z_3 и z_4. Модули всех колес равны. Общее передаточное отношение:

$$U_{1,4} = U_{1,2}U_{2,3}U_{3,4} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(-\frac{z_3}{z_2}\right)\left(-\frac{z_4}{z_3}\right) = -\frac{z_4}{z_1},$$

откуда следует, что промежуточные зубчатые колеса не влияют на общее передаточное отношение. Такие колеса называют паразитными.

В ступенчатых зубчатых механизмах на каждом промежуточном валу жестко закреплено по два зубчатых колеса. На рис.3 показана схема трехступенчатого механизма, в котором ведущим является колесо z_1, а ведомым - z_6. Общее передаточное отношение равно

$$U_{1,6} = U_{1,2}U_{3,4}U_{5,6} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(-\frac{z_4}{z_3}\right)\left(-\frac{z_6}{z_5}\right) = -\frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}.$$

На величину $U_{1,6}$ оказывают влияние числа зубьев всех колес передачи, что позволяет получить большие передаточные отношения. Например, если передаточное отношение каждой ступени равно $U_{1,2} = U_{3,4} = U_{5,6} = 8$, то $U_{1,6} = 8^3 = 512$.

Модули отдельных ступеней могут быть различными; если их выбор определяется прочностью зуба, то модуль тихоходных ступеней больше, чем быстроходных, так как при передаче определенной мощности с уменьшением угловой скорости звена возрастает передаваемый крутящий момент и, следовательно, увеличиваются силы, действующие на зуб соответствующего колеса.

Для уменьшения габаритных размеров составных зубчатых механизмов проектируют соосные передачи. Числа зубьев в них определяют из условий:

- обеспечения требуемого передаточного отношения

$$U_{4,6} = \frac{z_4 z_6}{z_3 z_5}$$

- и равенства межосевых расстояний $a_{\omega_2} = a_{\omega_3}$

$$m_{t_2}(z_3 + z_4) = m_{t_3}(z_5 + z_6),$$

где m_{t2} и m_{t3} - модули 2-й и 3-й ступеней механизма. Термины, определения и обозначения зубчатых колес и передач стандартизованы [4]. Ниже приводится расчет геометрии передач и цилиндрических зубчатых колес эвольвентного внешнего зацепления [5,6].

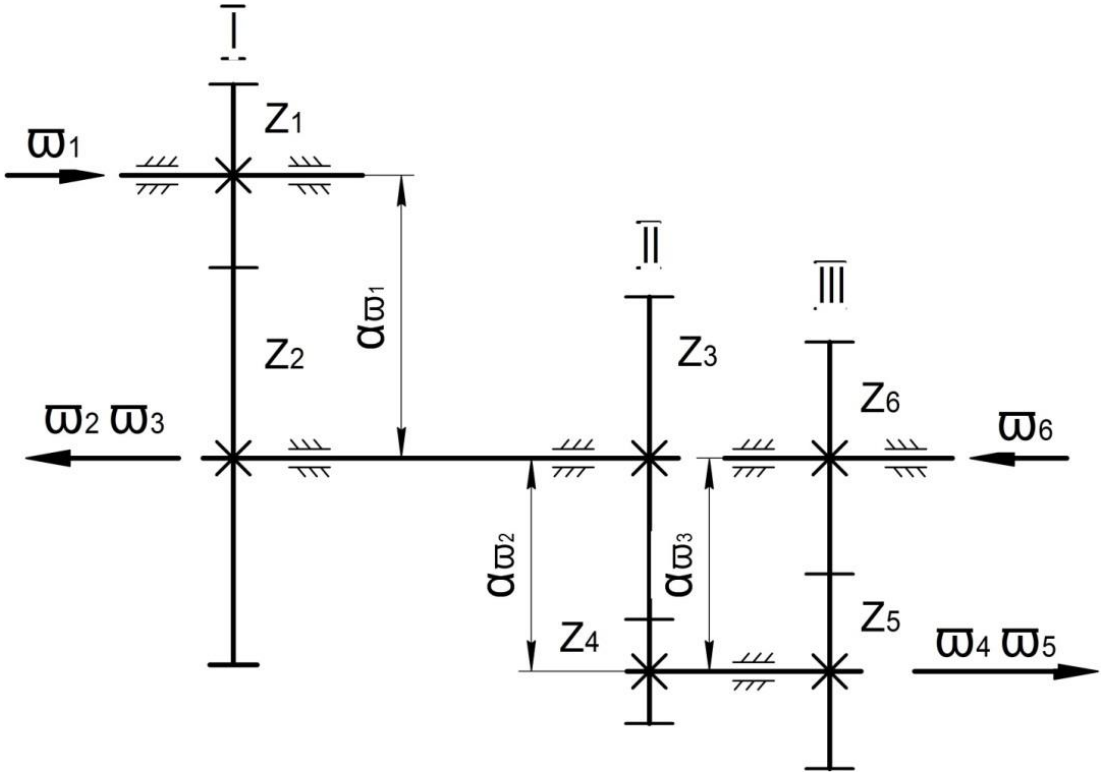

I
II
III
Z1
Z2
Z3
Z4
Z5
Z6
ω1
ω2 ω3
ω6
ω4 ω5
aω1
aω2
aω3

Рис. 3

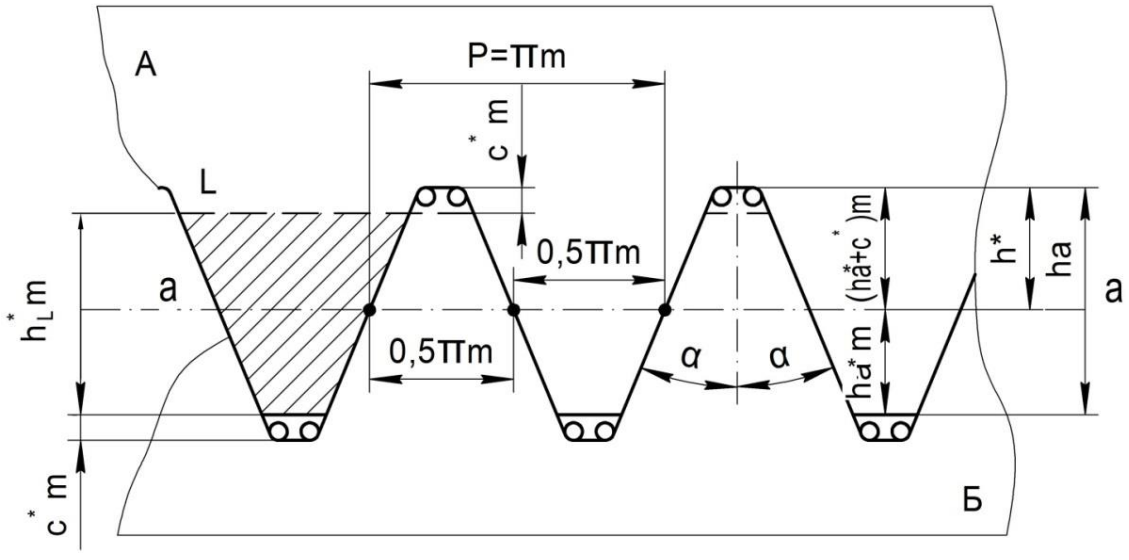

A
P=πm
c* m
L
0,5πm
a
h*L m
0,5πm
α
α
(ha*+c*)m
ha*m
h*
ha
a
c* m
Б

Рис. 4

Расчетные формулы для определения основных параметров колес и зацепления не корригированных передач цилиндрическими колесами внешнего зацепления при угле профиля исходного контура $\alpha = 20°$ и коэффициенте высоты головки зуба $h_a = 1$ (рис.4) приведены в табл. 1. Стандартные значения модуля приведены в табл.2.

Таблица 1

Наименование параметра	Обозначение	Формула
Модуль:		
нормальный	$m_n = m$	СТ СЭВ 310-76
окружной	m_t	$m_t = m_n / \cos\beta$
Шаг зубьев	p	$p = \pi m$
Число зубьев:		
шестерни	z_1	ГОСТ 16532-70
колёса	z_2	
Передаточное отношение	$U_{1,2}$	$U_{1,2} = z_2 / z_1$
Межосевое расстояние	a	$a = m(z_1 + z_2)/2\cos\beta$
Делительный диаметр:		
шестерни	d_1	$d_1 = m_t z_1 = mz_1/\cos\beta$
колёса	d_2	$d_2 = m_t z_2 = mz_2/\cos\beta$
Толщина зуба	S	$S = 0{,}5\pi m$
Длина зуба	b	$b = (3 \div 15)m$ и более
Коэффициент радиального зазора	C^*	$C^* = 0{,}35$ при $0{,}5 < m < 1$ $C^* = 0{,}5$ при $m \le 0{,}5$ $C^* = 0{,}25$ при $m \ge 1$
Высота:		
головки зуба	h_a	$h_a = m$
ножки зуба	h_f	$h_f = (1 + C^*)m$
зуба	h	$h = h_a + h_f$
Диаметр вершин зубьев:		
шестерни	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2m$
колеса	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2m$
Диаметр вершин впадин:		
шестерни	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2(1+C^*)m$
колеса	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 + 2(1+C^*)m$

Примечание: для прямозубых передач $\beta = 0$; $m_n = m$
для косозубых передач $\beta = 8 \ldots 25°$

Таблица 2

Ряд	Значение модуля *m*(мм) по ГОСТ 19672-74 (СТ СЭВ 310-76)
1-й	0,05;0,06;0,08;0,1;0,12;0,15;0,2;0,25;0,3;0,4;0,5;0,6; 0,8;1,0;1,25;1,5;2,0;2,5;3,0;4,0;5,0;...;80,0
2-й	0,055;0,07;0,09;0,11;0,14;0,18;0,22;0,28;0,35;0,45;0,55; 0,7;0,9;1,125;1,375;1,75;2,25;2,75;3,5;...;90,0

Примечание: первый ряд следует предпочитать второму.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Изучить структуру механизма.
2. Составить выражение функциональной Зависимости входной и выходной величины.
3. Определить передаточные отношения зубчатых пар для нескольких из возможных положений зубчатых колес.
4. Составить схемы по рядовым и ступенчатым узлам механизма, используя ГОСТ 2.770-68 (Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики).
5. Элементы кинематических схем, ГОСТ 2.402-68 (Условные изображения зубчатых колес, реек, червяков и звездочек цепных передач).
6. ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии.

ПРИБОРЫ, УЗЛЫ, ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ ИНСТРУМЕНТ

1. Редуктор светолучевого осциллографа.
2. Механизм развертки оптического луча.
3. Штангенциркуль.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое составной зубчатый механизм?
2. Передаточное число $U_{1,2}$ = 1/3. Какой вал, ведущий или ведомый, вращается с большей угловой скоростью?

4. Частота вращения ведущего вала передачи n_1 = 1000 мин$^{-1}$, передаточное число $U_{1,2}$ = 4. Определить частоту вращения ведомого вала.
5. Частота вращения ведущего вала передачи 1200 мин$^{-1}$, частота вращения ведомого 400 мин$^{-1}$. На каком валу передачи вращающий момент больше? Во сколько раз?
6. Что такое передаточное число зубчатой передачи?
7. Какой зубчатый механизм называется мультипликатор, какой - редуктор?
8. Написать выражение передаточного отношения для трехступенчатой зубчатой передачи составного механизма из шести шестерен.
9. Нарисовать схему составного зубчатого механизма с одним из передаточных отношений: 17; 40; 50; 5; 0,2; 0,5.

ЛИТЕРАТУРА

1. Прикладная механика: учебник для академического бакалавриата, / В.В. Джамай, Е.А. Самойлов, А.И. Станкевич, Т.Ю. Чуркина; под ред. В.В. Джамая. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Юрайт, 2016. - 360 с. – Серия: Бакалавр. Академический курс. ISBN 978-5-9916-3862-3. (Книга доступна в электронной блочной системе biblio-online.ru).
2. Брицкий В.Д., Ноздрин М.А., Заморуев Г.Б., Тимофеев Б.П., Биндюк В.В., Резников С.С., Монахов Ю.С., Абрамчук М.В., Ларин М.С. Проектирование передаточного механизма – СПб.: СПбГУ ИТМО, 2010. – 164 с.
3. Милосердин Ю.В., Лакин Ю.Г.. Расчет и конструирование механизмов приборов и установок: Учебное пособие для студентов инженерно-физических специальностей. -М. Машиностроение, 1978, с. 104-107.
4. Элементы приборных устройств. Учебное пособие. Т.2/Под ред. О.Ф.Тищенко -М.: Высшая школа, 1978, с.121-126.
5. Первицкий Ю.Д. Расчет и конструирование точных механизмов. - Л.:Машиностроение,1976, с.166-179.
6. ГОСТ 16530-83. Передачи зубчатые: Общие термины, определения и обозначения.
7. ГОСТ 16532-83. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления.

III. ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИКО - МЕХАНИЧЕСКОГО КООРДИНАТНОГО УСТРОЙСТВА

Цель работы - исследование структуры устройства, анализ вариантов составления координатного измерительного устройства из передаточных механизмов.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ.

Свободное твердое тело имеет шесть степеней свободы. Звенья, входящие в кинематические пары, не являются свободными телами, поэтому каждое звено не может иметь шесть независимых движений относительно другого. По характеру соединения звенья могут иметь от одного до пяти движений из шести, т.е. пять, четыре, три, два или одно движение из шести возможных исключаются. По числу наложенных связей кинематические пары делятся на пять классов, которые определяются по формуле

$$K = 6 - \omega ,$$

где K - класс пары, равный числу накладываемых связей, ω - число степеней свободы. Например, поступательная и вращательная низшие пары с контактом звеньев по плоскости, приведенные в табл. 1, п. 3, 6а (извлечение из ГОСТ 2.770-68. Элементы кинематики), имеют одну степень свободы, следовательно, $K = 5$, и эти пары являются парами пятого класса.

Высшие кинематические пары - с соприкосновением звеньев по линии, например в зубчатом и кулачковом механизмах (табл.1, п.35а; 36а; 37,б; 38) относятся к парам четвертого класса, так как имеют по две степени свободы.

Кинематическая цепь в общем случае имеет следующее число степеней свободы:

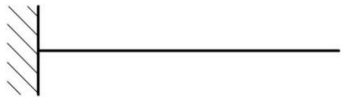
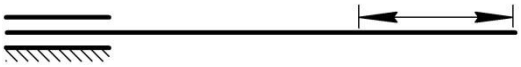
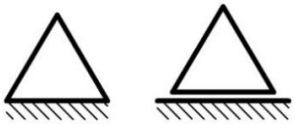
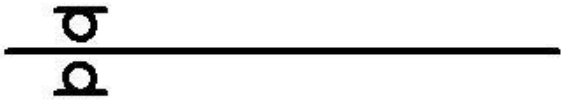
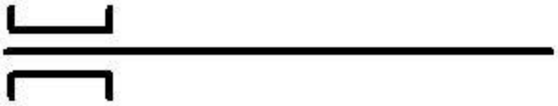
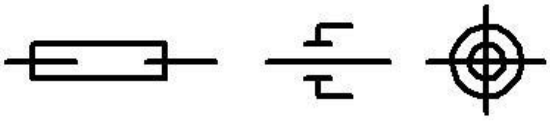
$$\omega = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 ,$$

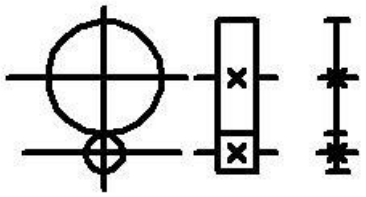
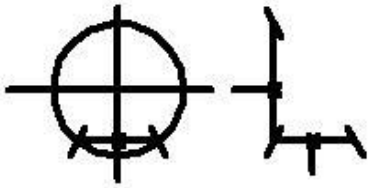
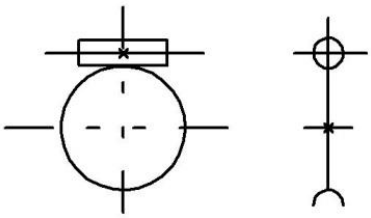
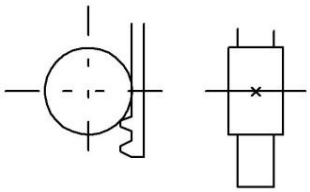
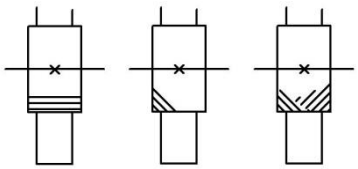
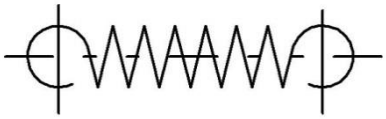
где p_n - число степеней свободы, на которое уменьшает пара N класса, включенная в кинематическую цепь. Данное уравнение, связывающее число степеней свободы кинематической цепи с количеством ее звеньев и кинематических пар всех классов, называется структурной формулой механизма.

Так как в реальных механизмах одно из звеньев цепи неподвижно, то число ее степеней свободы уменьшается на шесть и структурная формула имеет вид

$$\omega = 6(n-1) - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1.$$

Таблица 1

Наименование	Обозначение
1. Вал, валик, ось, стержень, шатун и т.п.	
2. Неподвижное закрепление оси, стержня и т.п.	
3. Неподвижная опора стержня, движущегося возвратно-поступательно (скольжения)	
4. Опора для стержня: а) неподвижная б) подвижная	
5. Соединение стержней: а) жесткое	
6. Соединение стержня: - с неподвижной опорой, - шарнирное с движением в плоскости чертежа	
7. Подшипники скольжения и качения на валу а) радиальный	
8. Подшипники скольжения: а) радиальный	
9. Подшипники качения а) радиальный (общее обозначение)	
10. Соединение детали с валом: а) свободное при вращении	
13. Муфты фрикционные: а) общего назначения (без уточнения типа)	

35. Передачи зубчатые: а) внешнее зацепление(общее обозначение без уточнения типов зубьев)	
36. Передачи зубчатые с пересекающимися валами (конические): а) общее обозначение без уточнения типа зубьев	
37. Передачи зубчатые со скрещивающимися валами: б)червячные с цилиндрическим червяком	
38. Передачи зубчатые реечные: а) общее обозначение без уточнения типа зубьев	
б) с прямыми, косыми и шевронными зубьями	
40. Гайка на винте, передающем движение: а) неразъемная	
41. Пружины: а) цилиндрические (сжатия)	
б) цилиндрические (растяжения)	

Структурная формула плоского механизма, имеющею p_4 пар четвертого класса и p_5 пар пятого класса, имеет вид

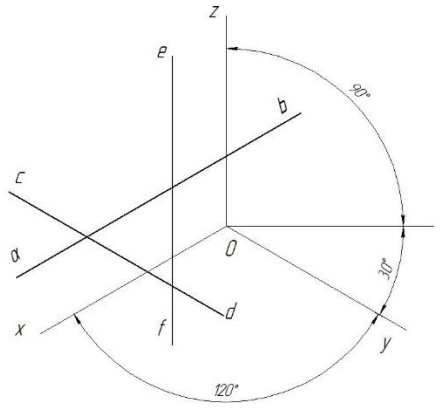
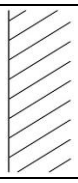
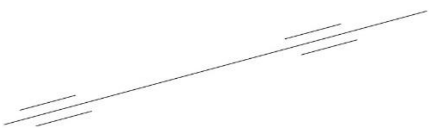
$$\omega = 3(n\text{-}1) - 2p_5 - p_4 ,$$

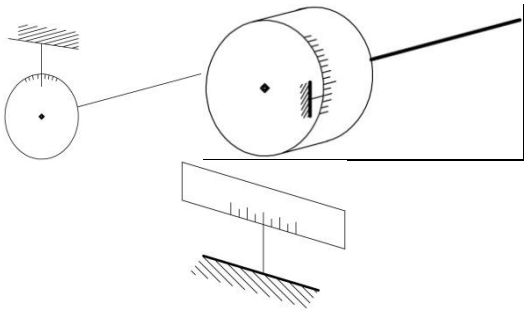
так как в плоском механизме звенья соединены только парами четвертого и пятого классов, допускающих два или одно независимое движение из трех возможных, уменьшая число степеней свободы на единицу (пара четвертого класса) и на две (пара пятого класса). Данная формула называется формулой П.Л. Чебышева.

При проектирований механизмов необходимо иметь в виду, что всегда $\omega>0$ и равно числу ведущих звеньев. Например, плоские механизмы - механизмы с одной степенью свободы, следовательно, с одним ведущим звеном.

Условные обозначения некоторых элементов механизмов в схемах, изображаемых в аксонометрических проекциях, рекомендуется изображать, как показано в табл.2. (Извлечение из Приложения ГОСТ2770-68).

Таблица 2

Наименование	Обозначение
1. Вал, валик, ось, стержень	
2. Знак, характеризующий неподвижность кинематического элемента	
4. Подшипник вала или направляющие для прямолинейного движения	

18. Рукоятка	
24. Шкала: а) подвижная с неподвижным указателем	

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Описать оптико-механическое координатное устройство - объект исследований.
2. Провести анализ кинематической цепи устройства.
3. Начертить кинематическую схему устройства, выполненную в соответствии с ЕСКД ГОСТ 2.770-68.
4. Выполнить анализ передаточных механизмов.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие бывают типы направлявших координатного устройства?
2. Какие передаточные механизмы используются в устройстве, их назначение?
3. Назовите правила построения кинематической схемы устройства, примеры условных графических обозначений по ЕСКД ГОСТ 2.770-68.
4. Какие кинематические параметры определены по оптико-механическому координатному устройству?
5. Написать уравнение замкнутости кинематической цепи одного из устройств.
6. Какие кинематические пары называются низшими, а какие - высшими?
7. Перечислить кинематические звенья от первого до последнего по цепи устройства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Прикладная механика: учебник для академического бакалавриата, / В.В. Джамай, Е.А. Самойлов, А.И. Станкевич, Т.Ю. Чуркина; под ред. В.В. Джамая. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Юрайт, 2016. - 360 с. – Серия: Бакалавр. Академический курс. ISBN 978-5-9916-3862-3. (Книга доступна в электронной блочной системе biblio-online.ru).
2. Милосердии Ю.В., Лакин Ю.Г. Расчет и конструирование механизмов приборов и установок: Учебное пособие для студентов приборостроительных и инженерно-физических специальностей вузов. - М.: Машиностроение, 1978, с. 15-18; с. 82-104.
3. ЕСКД ГОСТ 2.770-68, ГОСТ 2.780-68 + ГОСТ 2.782-68. Обозначения условные графические в схемах.

IV. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ ПРИ КРУЧЕНИИ ВАЛА ПЕРЕДАТОЧНОГО ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА

Цель работы - экспериментальное определение жесткости поперечного сечения при кручении (GJ_p) участка вала редуктора.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

При передаче крутящего момента от колеса к шестерне, расположенной на том же валу, участок вала между ними испытывает деформацию кручения и изгиба. Расчеты валов на жесткость при изгибе и жесткость при кручении выполняются с учетом соответствующих условий.

В настоящей лабораторной работе рассматривается случай, когда в поперечных сечениях вала возникает только один внутренний компонент - крутящий момент M.

Примем, что поперечные сечения при скручивании стержня круглого сечения из изотропного материала остаются плоскими, а радиусы на поперечном сечении - прямыми. Поперечные сечения вала поворачиваются одно относительно другого, и при малых деформациях расстояние между сечениями не меняется. Исходя из этих предположений, для расчета сплошного круглого вала (рис.1), используются следующие формулы:

$$\varphi = Ml\,/(GJ_p);\ G = 0{,}5E/(1+\mu);\ J_p = \pi R^4/2;$$
$$C_K = GJ_p/l;\ \tau = MR/J_p = 2M/(\pi R^3) = GR\varphi/l;$$
$$\gamma = \tau/G = R\varphi/l;\ \sigma_{1,3} = \pm\tau_{max} = M/W_p;\ W_p = J_p/R,$$

где M - крутящий момент; ℓ - длина; G - модуль второго рода (модуль сдвига); J_p - полярный момент инерции поперечного сечения; E - модуль первого рода (модуль нормальной упругости); μ - коэффициент Пуассона; R – радиус круглого сечения; $C_к$ - жесткость участка вала; τ- касательное напряжение; φ- угол поворота поперечных сечений, рад; γ- относительный сдвиг; $\sigma_{1,3}$- главные напряжения в точках поверхности вала; W_p- полярный момент сопротивления поперечного сечения.

Как видно из первого выражения, жесткость поперечного сечения вала при кручении

$$GJ_p = M\,l/\varphi$$

можно определить косвенно при заданных M и l по результатам прямых измерений угла φ.

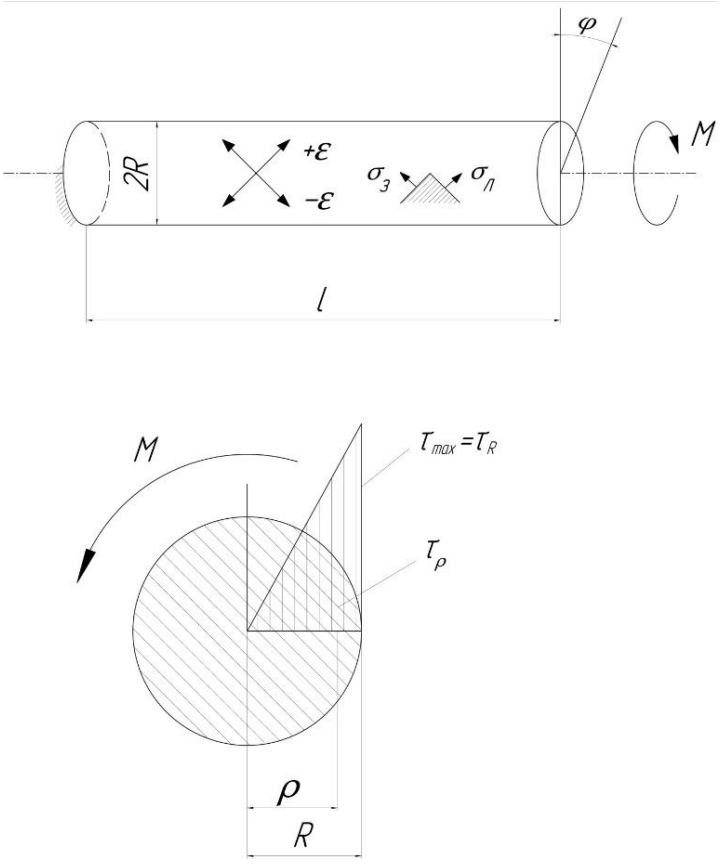


Рис. 1

На рис. 2 приведена схема прибора для измерений угла поворота φ поперечных сечений вала вокруг оси *x*. Исследуемый вал I закрепляется в цанговых зажимах опор 2 и 5. В опоре 2 вал свободно вращается вместе с цанговым зажимом, а в опоре 5 - может перемещаться только вдоль оси *x*. (вращение вала в опоре 5 исключено). На вал I устанавливаются оправки 3 с площадками, на которые опираются наконечники индикаторов 4. Расстояние между центрами оправок и, соответственно, индикаторов - участок вала, на котором измеряются углы φ_1 и φ_2. Угол закручивания φ участка вала длиной ℓ находится как разность углов φ_2 и φ_1 в начале и конце участка.

Рассмотрим измерение угла φ_2 в сечении *AA*. Под действием крутящего момента ΔM сечение *AA* вала с оправкой 3 повернется вокруг оси *x* на угол $\Delta\varphi_2$, и наконечник индикатора 4 переместится вверх. Отношение вертикального перемещения, измеренного по шкале индикатора, к расстоянию *L* от оси *x* до оси наконечника индикатора равно

$$\mathrm{tg}\Delta\varphi = \Delta C_2/L.$$

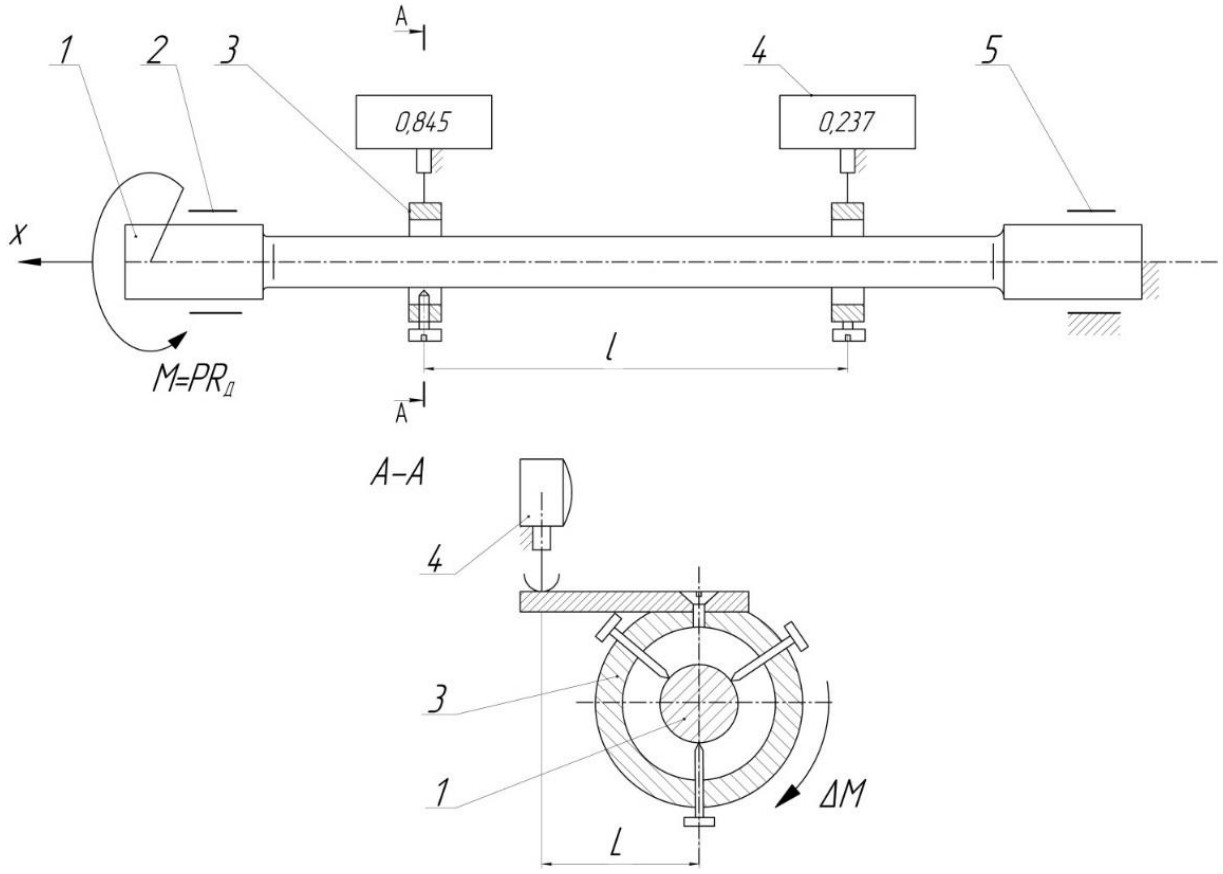


Рис. 2

Величина прикладываемого внешнего момента M обеспечивает деформацию вала только в упругой зоне деформирования.

Вертикальные перемещения, измеряемые индикатором типа 1ИГМ (предел измерений 0-1 мм, цена деления 0,001 мм), составляют несколько десятых долей миллиметра, а расстояние L равно 15 мм, поэтому можно принять, что тангенс угла равняется углу:

$$\Delta\varphi_2 = \Delta C_2/L, \qquad \Delta C_2 = C_{2K} - C_{2H},$$

где ΔC_2 - разность отсчетов по индикатору в сечении AA; $C_к$ и $C_н$ соответствуют конечному и начальному отсчетам по индикаторам.

Аналогично получим

$$\Delta\varphi_1 = \Delta C_1/L,$$

и, следовательно,

$$\varphi = \varphi_2 - \varphi_1 = [|(C_{2K} - C_{2H})| - |(C_{1K} - C_{1H})|] / \mathrm{L}.$$

Выражение (I) примет вид

$$GJ_p = \frac{(M_K - M_H)\ell L}{|(C_{2K} - C_{2H})| - |(C_{1K} - C_{1H})|}$$

и жесткость расчетного участка вала длиной ℓ

$$C_K = \frac{GJ_p}{\ell} = \frac{(M_K - M_H)L}{|(C_{2K} - C_{2H})| - |(C_{1K} - C_{1H})|}.$$

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Исходные данные: $R_д$ = 82,5 мм; l = 100 мм; $D = 2R$ = 5,9 мм;
2. Нагружение вала производить путем последовательного дискретного увеличения крутящего момента от $M_н = P_н R_д$ = 4,9 $R_д$ [Н*мм] до $M_{max} = P_к R_д$ = 10,9 $R_д$ [Н.мм] с шагом $\Delta M_н = \Delta P R_д$ = 2 $R_д$ [Н.мм] .
3. При каждом нагружении вала на ΔM включать на несколько секунд микро вибратор, установленный на основании прибора, и после этого снимать показания с индикаторов.
4. Проверить пропорциональность между приращениями отсчетов C_2 и C_1 по индикаторам и шагом по моменту ΔM.
5. Результаты измерений свести в табл. 1.

Таблица 1

Крутящий момент M, Н.мм	Приращение момента ΔM, Н.мм	Отсчеты по индикаторам, мм		Приращения отсчетов, мм	
		C_2	C_1	ΔC_2	ΔC_2

6. По табл. 2 определить из какого материала изготовлен исследуемый вал.

Таблица 2

Наименование материала	Модуль I рода E, МПа	Модуль II рода G, МПа	Коэффициент Пуассона, μ
Сталь малоуглеродистая	$(1,8\text{-}2,0)10^5$	$7,8.10^4$	0,28
Сталь Ст45	$(2,1\text{-}2,2)10^5$	$8,0.10^4$	0,29
Латунь	$(0,9\text{-}1,4)10^5$	$(3,5\text{-}3,7).10^4$	0,32-0,42
Титан	$1,12.10^5$	$4,1.10^4$	0,32
Алюминиевые сплавы	$0,72.10^5$	$2,7.10^4$	0,26-0,33
Магниевые сплавы	$0,42.10^5$	$1,6.10^4$	0,25-0,30

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В чем заключается закон распределения касательных напряжений при кручении вала круглого поперечного сечения?
2. Что понимается под чистым кручением?
3. Чем отличается жесткость вала при кручении от жесткости участка вала?
4. Как определить угол поворота сечения относительно его оси при кручении вала?
5. Напишите формулу для вычисления полярного момента инерции круглого сечения.
6. Напишите зависимость между касательными напряжениями и углом сдвига.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров А. В. Сопротивление материалов: рек. Министерством образования и науки Российской Федерации в качестве учебника для студентов вузов / А. В. Александров, В. Д. Потапов, Б. П. Державин; под ред. засл. деят. науки и техники РФ акад. Рос. Акад. архитектуры и строит. наук А. В. Александрова.— Изд. 8-е, испр. — М.: Студент, 2012.- 559 с. : ил. ISBN 978-5-4363-0030-6.
2. Первицкий Ю.Д. Расчет и конструирование точных механизмов -Л.: Машиностроение, 1976, с. 272-276.
3. Брицкий В.Д., Ноздрин М.А., Заморуев Г.Б., Тимофеев Б.П., Биндюк В.В., Резников С.С., Монахов Ю.С., Абрамчук М.В., Ларин М.С. Проектирование передаточного механизма – СПб.: СПбГУ ИТМО, 2010. – 164 с.

IV. ИЗМЕРЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИБОРОВ

Цель работы - составление механических характеристик упругих элементов.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Упругими элементами называют гибкие детали, основным рабочим свойством которых является способность существенно деформироваться под нагрузкой. Элемент работает в области упругих деформаций, и поэтому после снятия нагрузки восстанавливает свою форму и размеры.

В настоящей лабораторной работе рассматриваются наиболее распространенные упругие элементы: цилиндрические винтовые пружины сжатия 1 и растяжения 2 (рис. 1, а), прямые упругие элементы, работающие на изгиб (рис. 3).

К основным рабочим характеристикам упругого элемента относятся: упругая характеристика, жесткость и податливость. Упругой характеристикой называют зависимость между перемещениями λ определенной точки упругого элемента и нагрузкой P.

Характеристика упругого элемента может быть линейной и нелинейной, возрастающей или убывающей (рис.1, а). Отклонение характеристики от линейной оценивается величиной нелинейности, т.е. отношением наибольшего отклонения Δ_{max} действительной упругой характеристики от линейной, отнесенное к наибольшему перемещению λ_{max} упругого элемента (см.рис.1, б)

$$\eta = (\Delta_{max} / \lambda_{max})100\%$$

Если характеристика упругого элемента линейна, то жесткость представляется как отношение нагрузки к соответствующему перемещению

$$K = P / \lambda = \text{const},$$

а податливость - отношение перемещения к вызвавшей его нагрузке $\delta = \lambda / P$

$$\delta = \lambda / P.$$

Для часто встречающихся на практике упругих элементов с малым углом подъема витков α ($\alpha \leq 8 \div 10^0$), перемещение λ можно с достаточной точностью определять, учитывая только деформацию кручения, так как касательные напряжения τ от крутящего момента M_x в данном случае составляют около 70%.

$$\lambda = 2\pi n \left[\frac{M_k}{G J_p}\right] D^2/4,$$

где n - число рабочих витков; G - модуль сдвига материала пружины; J_p - полярный момент инерции площади сечения проволоки; D - средний диаметр витка пружины; d - диаметр проволоки.

Так как $M_k = PR = PD/2,\ J_p = \pi d^4/32,$

то $$\lambda = \left[\frac{8PD^3}{Gd^4}\right] n; \quad K = \frac{P}{\lambda} = \frac{Gd^4}{8D^3 n}; \quad \delta = \left[\frac{8D^3}{Gd^4}\right] n.$$

Плоские упругие элементы (рис.3) рассчитывают на прочность и жесткость по формулам сопротивления материалов для плоского изгиба бруса.

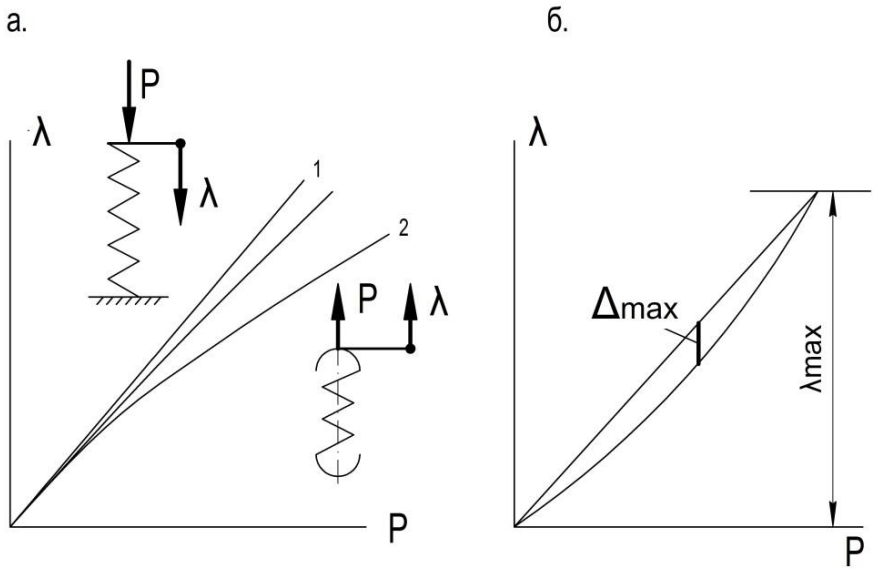


Рис. 1

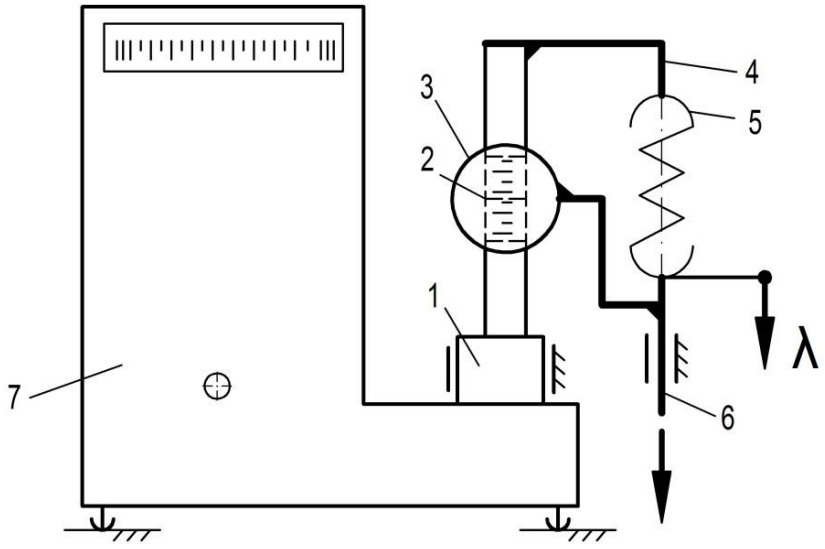


Рис. 2

Если, например, плоский упругий элемент представлен в виде консоли и нагружен на свободном незакрепленном конце сосредоточенной силой Р (рис. 3), то расчетное условие прочностной надежности

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W_z} \leq [\sigma]_и$$

или

$$\sigma = \frac{Pl}{\left[\frac{bh^2}{6}\right]} \leq [\sigma]_и.$$

где σ - наибольшее нормальное напряжение; $M_{max}=Pl$ - наибольший изгибающий момент (при $x=l$); $W_z=bh^2/6$ - момент сопротивления прямоугольного поперечного сечения упругого элемента; *b, h,* - ширина и высота сечения и *l* - расчетная длина упругого элемента.

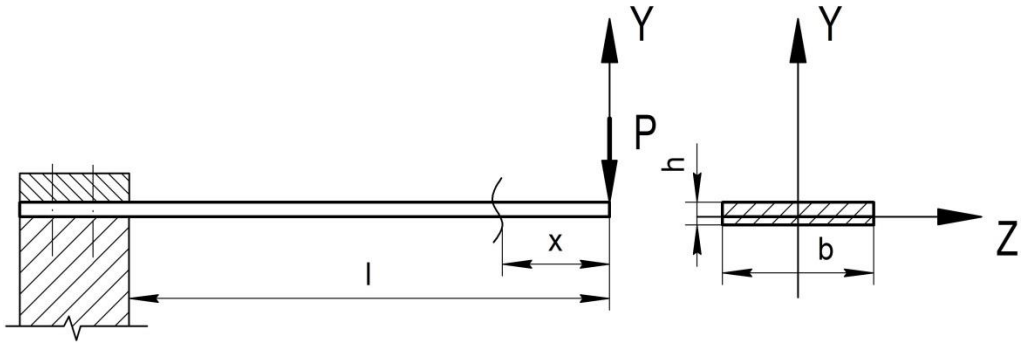


Рис. 3

Приближенное дифференциальное уравнение изогнутой оси упругого элемента

$$EJ_z y'' = -Px,$$

где EJ_z - жесткость упругого элемента при изгибе.
При граничном условии закрепления УЭ при $x = l, \rightarrow y' = 0$

$$EJ_z y' = -Px^2/2 + C \text{ , где } C = Pl^2/2,$$

и при граничном условии закрепления УЭ $x = l, \rightarrow y = 0$

$$EJ_z y = -Px^3/6 + Cx + D \text{ , где } D = -Pl^3/3.$$

Из уравнения

$$EJ_z y = -Px^3/6 + Pl^2x/2 - Pl^3/3$$

следует, что наибольший прогиб $y_{max} = \lambda_{max}$ плоского упругого элемента имеет место в точке приложения силы *P*, т.е. при $x = 0$. Следовательно,

$$\lambda_{max} = -\frac{1}{3} Pl^3/EJ_z \qquad (*)$$

Знак минус указывает, что центр тяжести поперечного сечения УЭ перемещается в сторону отрицательных ординат *y*.

Учитывая в выражении (*) значение момента инерции $J_z = bh^3/12$, получаем уравнение упругой характеристики элемента

$$p = K\,\lambda_{max} = 1/4\left[E\left(\frac{bh^3}{l^3}\right)\right]\lambda_{max},$$

где $K = ¼[E(bh^3/l^3)]$ - жесткость плоского упругого элемента (рис.2) и податливость УЭ

$$\delta = \frac{l^3}{3EJ_z} = 4/E\left(\frac{l^3}{bh^3}\right).$$

ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Для испытаний цилиндрических винтовых пружин сжатия и растяжения используется прибор типа МИП-10 или лабораторная установка, разработанная на кафедре. Установка состоит из рычажного силоизмерителя 7 и оптического координатного устройства 3 (рис.3).

Пружина растяжения 5 верхним концом закрепляется в кронштейне 4, опирающимся на чашку 1 силоизмерителя 7. Нижний конец пружины соединен с кронштейном 6 оптического координатного устройства. При перемещении кронштейна 6 вниз усилие, развиваемое упругим элементом, передается на силоизмеритель и регистрируется по шкале. На чашке 1 силоизмерителя установлен индекс 2, который при нагружении упругого элемента смещается вместе с ней. Оптическое координатное устройство 3 состоит из микроскопа типа МПБ-2 (предел измерения от 0 до 6,5мм, цена деления 0,05мм) и реечного механизма. При вращении маховиков реечного механизма, закрепленного на основании силоизмерителя, микроскоп перемещается по направляющим в вертикальном направлении. Наводка на резкость обеспечивается вращением рифленого кольца микроскопа МПБ-2.

Для испытаний плоских пружин используется установка, реализующая расчетную схему (рис. 2).

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Нагружать упругие элементы ступенчато: цилиндрическую винтовую пружину по ΔР = 0,1 Н от $P_н$ = 0,4 Н до $P_к$ = 0,8 Н; плоский УЭ по ΔР = 2Н от $P_н$ = 2 Н до $P_к$ = 14 Н.
2. Регистрировать перемещения индексов по шкалам микроскопов и записывать отсчеты в таблице.

Таблица

Нагрузка P	Приращение нагрузки ΔP	Отсчеты по микроскопу C	Приращение отсчетов ΔC
Н		мм	

3. Построить упругие характеристики винтовой цилиндрической пружины и плоского упругого элемента, сделать вывод.
4. Вычислить теоретические значения λ, K и δ для исследуемых упругих элементов.
5. Определить расхождение между теоретическими $K_т$ и экспериментальными $K_{оп}$, значениями величин.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО УПРУГИМ ЭЛЕМЕНТАМ

Винтовая пружина: D = 13мм; d =0,85 мм; n =33; G =0,78 10^5 Н/мм^2.
Плоский упругий элемент: l = 285 мм; h =5,5 мм; b = 11 мм; E =2,2*10^5 Н/мм^2.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие допущения приняты при выводе формулы перемещения цилиндрической пружины с малым утлом подъема витков?
2. Как вычислить теоретическое значение жесткости цилиндрической или плоской пружины?
3. Что называется плоским изгибом?
4. Что называется жесткостью бруса при изгибе?
6. Напишите уравнение упругой линии для пружины, жестко закрепленной одним концом и нагруженной на свободном - сосредоточенной силой.
7. Укажите поверхность на сечении витка пружины с наибольшими касательными напряжениями.
8. Назовите рабочие характеристики упругих элементов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Прикладная механика: учебник для академического бакалавриата, / В.В. Джамай, Е.А. Самойлов, А.И. Станкевич, Т.Ю. Чуркина; под ред. В.В. Джамая. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Юрайт, 2016. - 360 с. – Серия: Бакалавр. Академический курс. ISBN 978-5-9916-3862-3. (Книга доступна в электронной блочной системе biblio-online.ru).
3. Пономаренко С.Д., Андреева Л.Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. -М.: Машиностроение, 1980, с.95-111.
4. Вопилкин Е.А. Расчет и конструирование механизмов приборов и систем -.М.: Высшая школа, 1980, с.375-377, 381-386.

V. ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ СИЛОВОГО ЭЛЕМЕНТА КОНСТРУКЦИИ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ПРИБОРА

Цель работы - определение нормальных напряжений, действующих в поперечных сечениях силового элемента конструкции; ознакомление с – «брусом равного сопротивления», проверка прочностной надежности при изгибе детали прибора; освоение методики экспериментального исследования нормальных напряжений в поперечных сечениях деталей приборов.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Маятниковые силоизмерители испытательных приборов содержат силовой элемент, который называется рычагом первого рода. Концы рычага шарнирно связаны: один - с активным захватом, а другой - с упругими или жесткими тягами маятника. Рычаг первого рода ориентирован горизонтально и закреплен в корпусе прибора с помощью цилиндрического ют. призменного шарнира. В процессе работы испытательного прибора к шарнирным точкам рычага оказываются приложены сосредоточенные внешняя и реактивные силы. Представим рычаг первого рода в испытательном приборе расчетной схемой (рис. 1, а).

При данном виде нагружения в поперечных сечениях рычага возникают поперечные силы и изгибающие моменты, т.е. имеет место поперечный изгиб (рис.1, б, в).

Размеры поперечного сечения рычага первого рода при рациональном конструировании, являются функциями текущих координат.

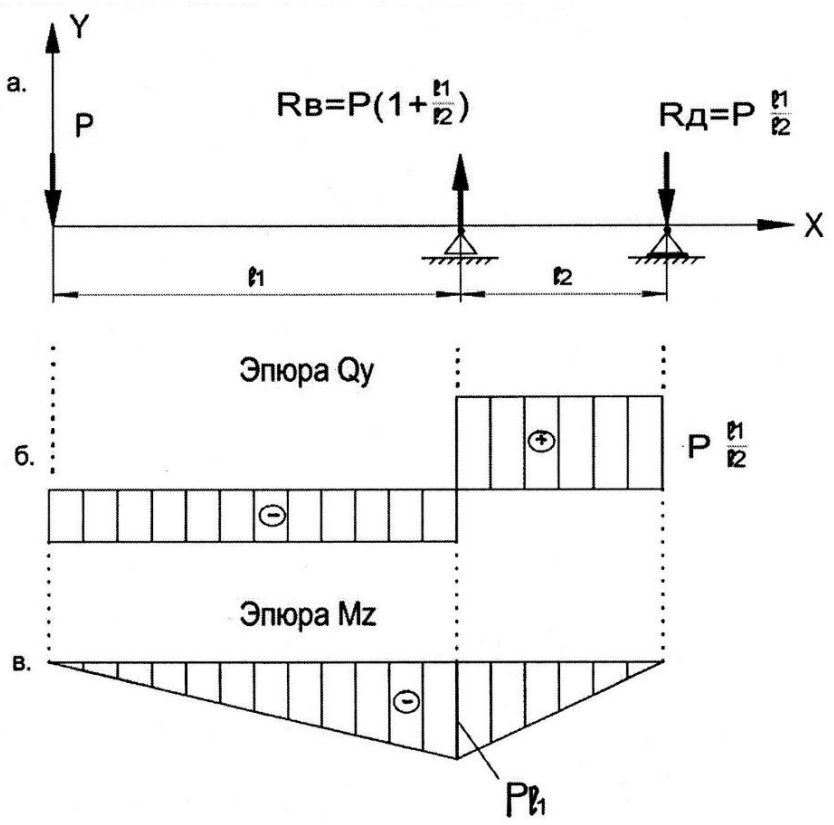


Рис. 1

Условие прочностной надежности, определяющее оптимальную форму рычага, имеет вид

$$\sigma_{max} = M(x)/W(x) \le [\sigma]$$

или

$$W(x) \ge M(x)/[\sigma], \qquad (1)$$

где *M(x), W(x)* - изгибающий момент и момент сопротивления, соответственно, в любом сечении рычага, причем, *W(x)* для любого сечения меняется пропорционально изгибающему моменту.

При прямоугольной форме поперечного сечения с постоянной шириной *b* момент сопротивления сечения равен

$$W(x) = \frac{b}{6} h^2(x),$$

тогда, например, для сечения *B* рычага

$$\sigma_{max} = \frac{M(x)}{W(x)} = \frac{6Px}{bh^2(x)} = \frac{6Pl_1}{bh^2_B}.$$

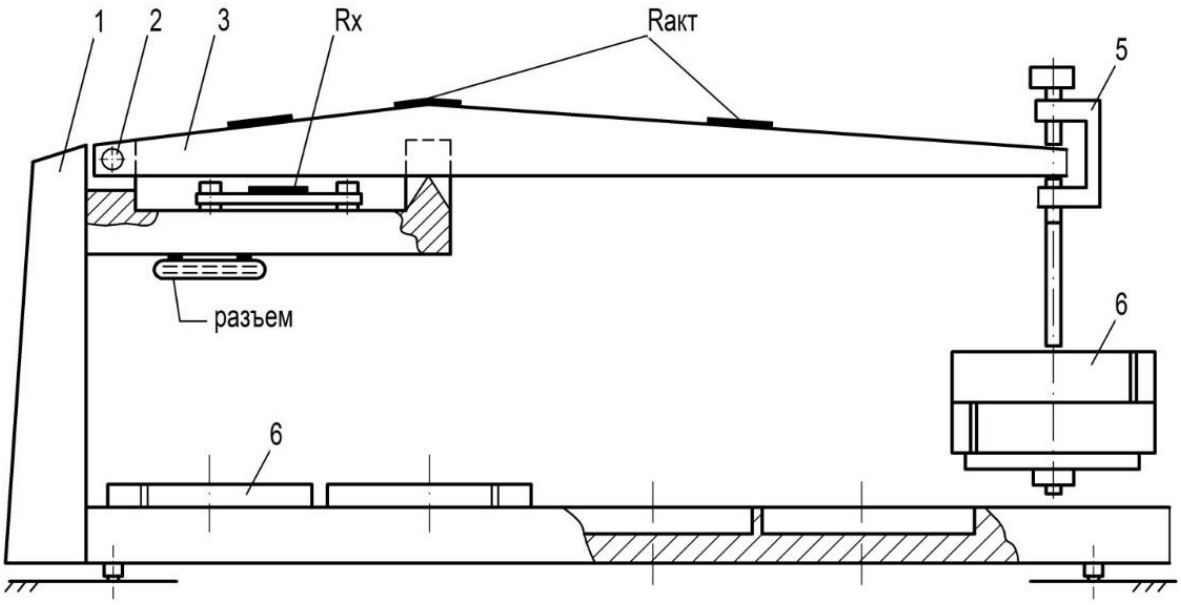


Рис. 2

По закону упругого деформирования твердых тел (закон Р. Гука) экспериментальные значения нормальных напряжений определяются по формуле

$$\sigma = E\varepsilon = E\frac{\Delta l}{l} \qquad (2)$$

где E - модуль нормальной упругости; Δl, l - абсолютная деформация и длина исследуемого базового участка стержня.

Нормальные напряжения, действующие в поперечных сечениях рычага, косвенно определяются по формуле (2) на основании прямых измерений Δl. В диапазоне упругого деформирования они должны совпадать по величине с теоретическими значениями напряжений, вычисленными по формуле (1).

На рис. 2 изображена модель, имитирующая рычаг первого рода. Рычаг 3 в сечении *Д* закреплен на кронштейне 1 с помощью цилиндрического шарнира 2. В сечении *В* рычаг шарнирно опирается на призму 4. На конце рычага установлен шарнирный подвес 5, к которому прикладываются четыре навески 6.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Выполнить расчет теоретических значений нормальных напряжений для сечений *A, B* и *C* (формула 1). Исходные данные по нагрузке *P*, участкам l_1 и l_2, ширине *b* , высоте *h* по координатам сечений *A, B* и *C*, а также - допускаемым напряжениям [σ] приведены в методическом листке.
2. Проверить прочность рычага при изгибе по нормальным напряжениям в сечениях *A, B* и *C* по условию $\sigma_{расч} \leq [\sigma]$.
3. Измерить с помощью тензометрической аппаратуры в сечениях *A*, *B* и *C* наибольшую деформацию, которую при поперечном изгибе рычага 3 испытывают крайние верхние волокна.
4. Результаты измерений внести в таблицу.

Таблица

Нагрузка, P	Приращения нагрузки, ΔP	Отсчеты по шкале реохорда			Приращения отсчетов		
Н		C_A	C_B	C_C	ΔC_A	ΔC_B	ΔC_C
		мкм/м			мкм/м		
4,9							
9,8							
14,7							
19,6							

4. Обработать результаты измерений по формулам:

$$\sigma_{0A} = E\varepsilon_A = E\frac{C_{KA} - C_{HA}}{K_A l_A}; \quad \sigma_{0B} = E\varepsilon_B = E\frac{C_{KB} - C_{HB}}{K_B l_B};$$

$$\sigma_{0C} = E\varepsilon_C = E\frac{C_{KC} - C_{HC}}{K_C l_C}$$

где $C_н$, $C_к$ - начальные и конечные отсчеты по шкале реохорда прибора типа ИД; *K* - расчетный коэффициент тензочувствительности сечения (мкм/м. мм); *l* - база тензопреобразователя (мм).

5. Вычислить расхождение между теоретическими и экспериментальными значениями напряжений σ по сечениям *A, B* и *C* по формуле

$$\delta\sigma = [(\sigma_т - \sigma_{оп}) / \sigma_т]100\%$$

КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О СРЕДСТВАХ ИЗМЕРЕНИЙ НАПРЯЖЕНИЙ

Одним из распространенных способов измерения линейных деформаций различных деталей и устройств при натурных и модельных испытаниях является метод тензометрирования, использующий датчик сопротивления - проволочный или фольговый преобразователь.

Положительными качествам тензопреобразователей являются:

- широкий рабочий диапазон измерений по частоте и амплитуде;
- маломощность и малогабаритность;
- дистанционность регистраций показаний, возможность измерения в труднодоступных местах;
- надежность и достаточно высокая точность измерения; низкая стоимость, простота изготовления и установки преобразователей;

Недостатком этого метода считается методологическая погрешность при измерении деформации, обусловленная косвенным выборочным методом тарировки преобразователей и необходимостью в большинстве случаев усиления весьма маломощных сигналов, снимаемых с тензопреобразователя.

В целом погрешность измерений при изучении деформаций статического характера не превышает 1,0-2,0%, что вполне допустимо для большинства учебных задач.

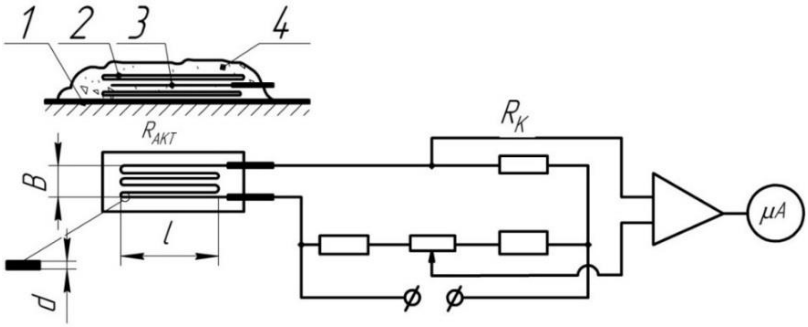
В основе работы тензопреобразователей лежит явление тензоэффекта, заключающееся в изменении сопротивления проводников при их механической деформации.

Устройство наиболее распространенного типа наклеиваемого тензопреобразователя приведено на рис. 3. На полоску тонкой лаковой пленки 2 наклеивается решетка из зигзагообразно уложенной тонкой проволоки 3 диаметром $d=0{,}02 \div 0{,}05$мм. К концам проволоки присоединяются (пайкой или сваркой) выводные медные проводники. Сверху преобразователь покрывается слоем лака 4. Такой преобразователь, приклеенный к испытуемой детали, воспринимает деформации ее поверхностного слоя. Измерительной базой l преобразователя является длина детали, занимаемая проволокой.

Наиболее часто используются преобразователи с базами 2-20мм, обладающие сопротивлением 30-500 Ом.

Для крепления тензопреобразователя к детали чаще всего используется клей. Креплению должно уделяться большое внимание, так как именно через пленку клея происходит передача деформации с детали на тензопреобразователь и теплоотдача в деталь. При тепловом контакте тензопреобразователя с деталью через слой клея в подложку отводится в 200-300 раз больший тепловой поток, чем в воздух.

Наиболее распространенной измерительной цепью для тензопреобразователей является мостовая измерительная цепь (рис.3), с помощью которой возможна коррекция температурных погрешностей нуля и чувствительности. При дифференциальном включении тензопреобразователей $R_{АКТ}$ и $R_{КОМП}$ в два соседних плеча моста удается понизить температурную погрешность нуля в 10-20 раз по сравнению с температурной погрешностью тензопреобразователя.



l=2 ÷ 20 мм
B=1 ÷ 5 мм
d=20 ÷ 100 мкм

Рис. 3

Питание, уравновешивание мостовой цепи, отсчитывание показаний выполняется с помощью измерителя деформаций - прибора типа ИД-70 (рис.4), обеспечивающего измерение статических деформаций и медленно изменяющихся процессов с частотой не более 1/2 периода в секунду, как в области упругих так и пластических деформаций.

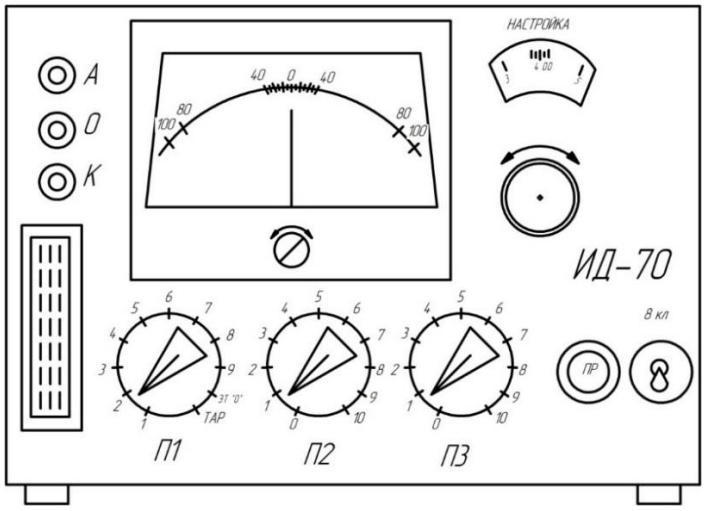


Рис. 4

ПОРЯДОК РАБОТЫ С ПРИБОРОМ

а) подать питание и прогреть прибор в течение 10 мин;

б) подключить датчики;

в) подключить к входу одну из измеряемых точек;

г) произвести балансировку входного моста и снять исходные показания, для чего необходимо установить грубый баланс с помощью переключателя ПЗ, оставив его в положении, при котором стрелка индикатора резко перебрасывается с одной стороны на другую. Если с помощью пере-ключателя диапазонов ПЗ датчики не балансируются (большой разброс по сопротивлению), тогда балансируют переключателем расширенных диапазонов П2; а затем уже переключателем ПЗ; выполнить, точную наводку на нуль, вращая реохорд со шкалой, снять показания, которые складываются из номера диапазона переключателя ПЗ (или переключа-теля диапазонов ПЗ и П2) и отсчета по шкале реохорда;

д) повторить операции по пункту "г" для всех преобразователей, переключая их на входе прибора с помощью переключателя П1;

е) после нагружения конструкции и возникновения деформации повторить операции по пункту "г" в соответствии с задачами эксперимента. Если при росте деформации тензометр не балансируется на том диапазоне, при котором снят нулевой отсчет, то необходимо осуществить переход на соседние диапазоны;

ж) произвести первичную обработку результатов измерения, определить величину деформации как разность между отсчетами при нагрузке и исходными показаниями; при переходе с диапазона на диапазон должна быть приплюсована или вычтена деформация, перекрываемая диапазоном (или несколькими диапазонами).

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называется чистым изгибом?
2. Чем отличается распределение нормальных напряжений в сечении при изгибе и при растяжении?
3. По какому закону изменяется осевой момент сопротивления сечения стержня равного сопротивления?
5. В каких точках поперечного сечения нормальные напряжения при изгибе наибольшие?
6. Что понимается под проверкой сечения по условию прочности при изгибе?

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров А. В. Сопротивление материалов: рек. Министерством образования и науки Российской Федерации в качестве учебника для студентов вузов / А. В. Александров, В. Д. Потапов, Б. П. Державин; под ред. засл. деят. науки и техники РФ акад. Рос. Акад. архитектуры и строит. наук А. В. Александрова.— Изд. 8-е, испр. — М.: Студент, 2012.- 559 с. : ил. ISBN 978-5-4363-0030-6.
2. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов - М.;Наука, 1999, с. 135-143.
3. Левшина Е.С., Новицкий П.В. Электрические измерения физических величин. (Измерительные преобразователи) - Л.: Энергоатомиздат, 1983, с. 92-107.

VI. АНАЛИЗ ГЕОМЕТРИИ ВЫХОДНОГО ВАЛА ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА

Цель работы – изучение гладких соединений, к которым относятся соединения образованные цилиндрическими и плоскими параллельными плоскостями, на примере ведомого вала зубчатого передаточного механизма.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Термины и определения взаимозаменяемости сопрягаемых гладких поверхностей

- ✓ Размер – числовое значение линейной величины (осевой, диаметральной) в миллиметрах.
- ✓ Действительный размер – размер элемента, установленный непосредственным измерением, например, с помощью штангенциркуля или микрометра.
- ✓ Предельные размеры – два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или быть им равен действительный размер элемента. Наибольший предельный размер отверстия обозначается – $D_{\max}$, наименьший размер -.$D_{\min}$. и, соответственно, $d_{\max}$ и $d_{\min}$ для вала.
- ✓ Номинальный размер – размер элемента, относительно которого конструктор определяет и задает отклонения, по результатам расчётов прочностной надежности и жесткости, а также исходя из конструктивных и технологических соображений.

✓ Верхнее отклонение - ES, es - алгебраическая разность между наибольшим предельным и соответствующим номинальным размерами. Для отверстия

$$ES = D_{max} - D; \text{ для вала } es = d_{max} - d.$$

✓ Нижнее отклонение - El, ei - алгебраическая разность между наименьшим предельным и соответствующим номинальным размерами. Для отверстия

$$El = D_{min} - D, \text{ для вала } ei = d_{min} - d.$$

✓ Действительное отклонение - алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами. Особенность отклонений в том, что они всегда имеют знак либо (+), либо (-) или равны нулю.

✓ *Допуск T* - разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или абсолютное значение алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями:

$$T = D_{max} - D_{min} = | ES - EI | \text{ - для отверстий,}$$
$$T = d_{max} - d_{min} = | es - ei | \text{ - для вала.}$$

Допуск всегда положителен, определяет допускаемое поле рассеивания действительных размеров годных деталей в партии и обозначается *IT*.

✓ Поле допуска - поле, ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами и определяемое величиной допуска *T* и его положением относительно номинального размера. При графическом изображении поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии (рис. 1).

✓ Нулевая линия - линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладывают отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок.

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

✓ Отверстие - термин, применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) элементов деталей. Допуск отверстия обозначается *TD*, а вала *Td*. В деталях имеются элементы, которые не относятся ни к отверстию, ни к валу (уступы, расстояния между осями отверстий и т. д.). На рис. 2 размеры отверстий обозначены буквой «*а*», валов - «*в*», остальных размеров - «*с*».

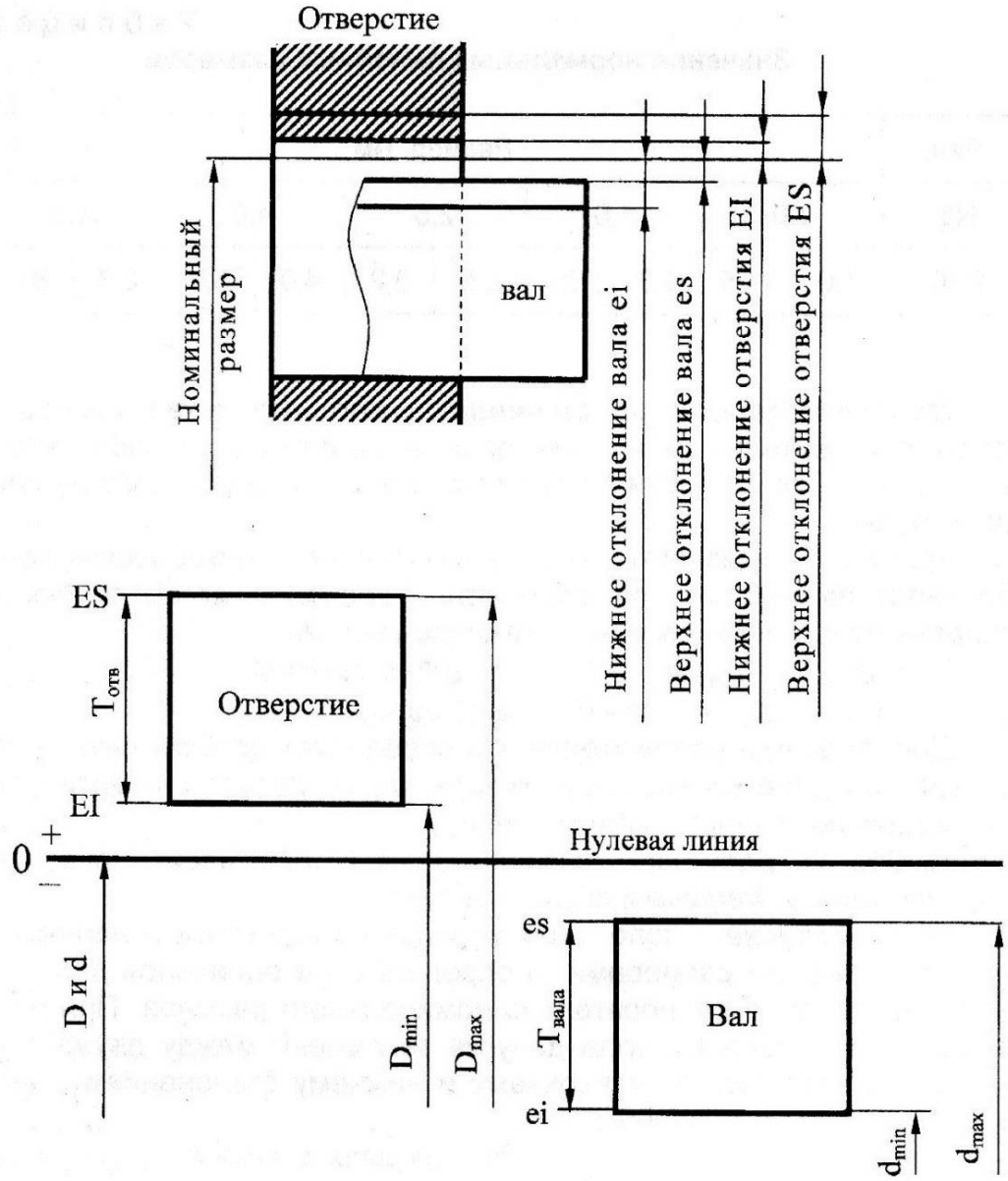


Рис. 1

✓ Посадка - характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки. Посадка характеризует свободу относительного перемещения соединяемых деталей или степень сопротивления их взаимному смещению. По характеру соединения различают три группы посадок: посадки с зазором, посадки с натягом и переходные посадки (Рис. 3)

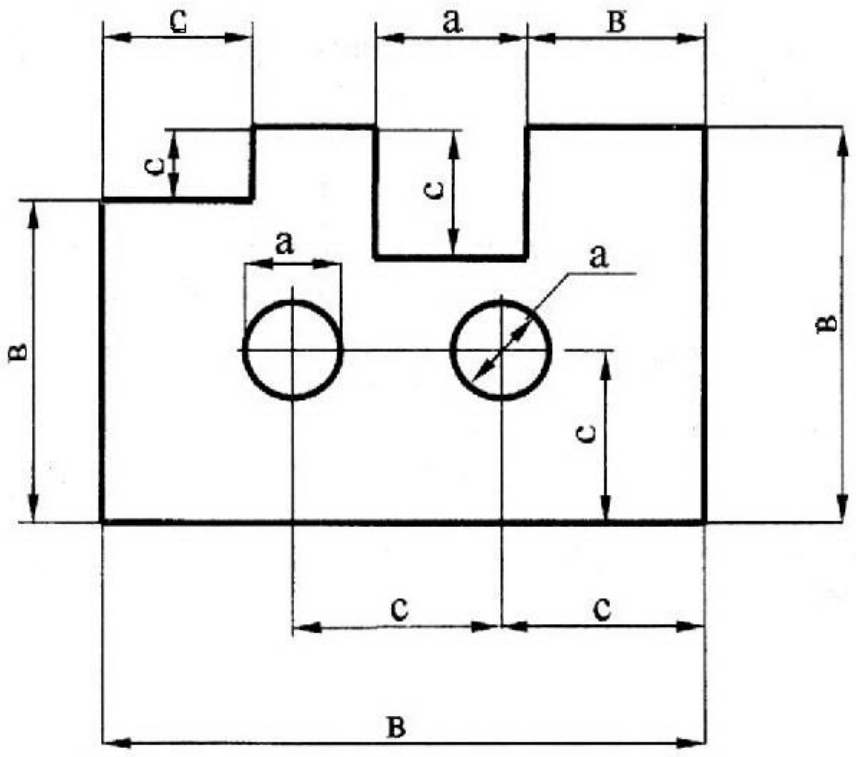


Рис. 2

✓ Зазор *S* - разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала. Зазор обеспечивает возможность относительного перемещения собранных деталей. Наибольший, наименьший и средний зазоры определяются по формулам:

$$S_{max} = D_{max} - d_{min}; \quad S_{min} = D_{min} - d_{max}; \quad S_m = (S_{max} + S_{min})/2.$$

✓ Натяг N - разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия. Натяг обеспечивает взаимную неподвижность деталей после их сборки. Наибольший, наименьший и средний натяги определяются по формулам:

$$N_{max} = d_{max} - D_{min}; \quad N_{min} = d_{min} - D_{max}; \quad N_m = (N_{max} + N_{min})/2.$$

✓ Посадка с зазором - посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении (поле допуска вала расположено ниже поля допуска отверстия или касается его при $S_{min} = 0$).

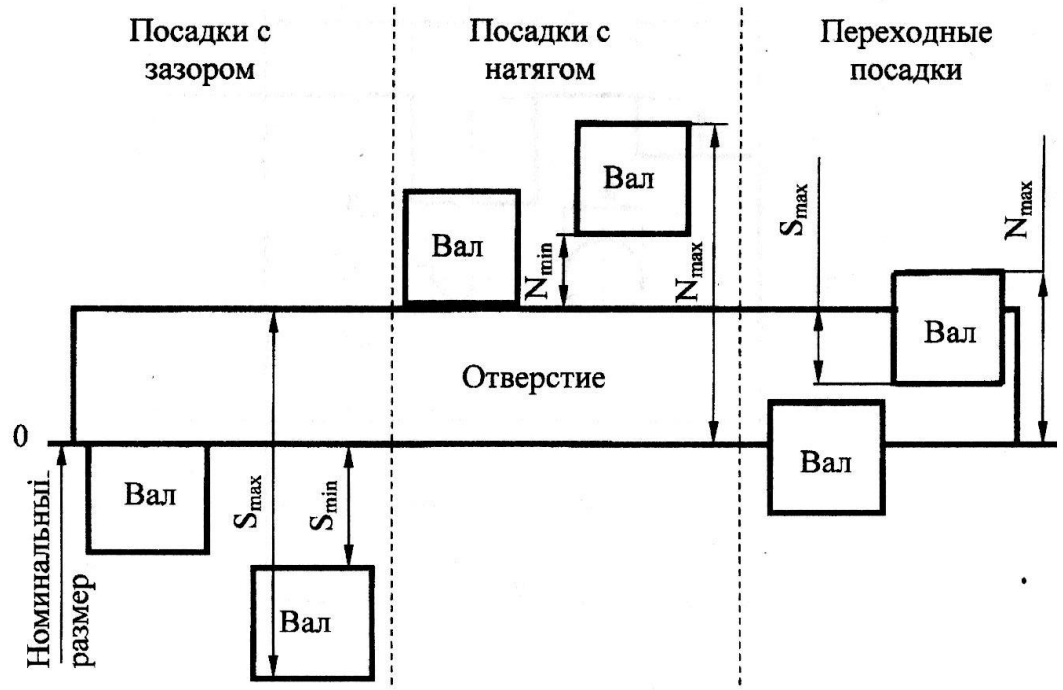


Рис. 3

✓ Посадка с натягом - посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении (поле допуска вала располагается выше поля допуска отверстия или касается его при $N_{min} = 0$).

✓ Переходная посадка - посадка, при которой возможно получение как зазора так и натяга. Поля допусков отверстия и вала перекрываются полностью или частично.

✓ Допуск посадки - сумма допусков отверстия и вала, составляющих соединение: $T_{пос} = TD + Td$. Для посадки с натягом: $T_n = N_{max} - N_{min}$. Для посадки с зазором $T_s = S_{max} - S_{min}$. В переходных посадках допуск посадки определяется, как сумма наибольших натяга и зазора $T_{пс} = N_{max} + S_{max}$.

✓ Основной вал - вал, основное отклонение которого равно нулю, а поле допуска расположено от нулевой линии вниз, нижнее отклонение равно величине допуска со знаком минус.

✓ Основное отверстие - отверстие, основное отклонение которого равно нулю, а поле допуска расположено от нулевой линии вверх, верхнее отклонение равно допуску.

✓ Посадки в системе отверстия - это посадки, в которых требуемые зазоры и натяги сочетанием различных полей допусков валов с полем допуска основного отверстия (рис. 4, а).

✓ Посадки в системе вала - это посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных полей допусков отверстий с полем допуска основного вала (рис. 4, б). Система отверстия является предпочтительной по экономическим соображениям. Однако в ряде случаев применение просадок в системе вала оказывается более целесообразным, например, посадки на валы из калиброванного проката, не требующего последующей обработки, посадки наружных колец подшипников качения, пальцев, шпонок, штифтов и т. д.

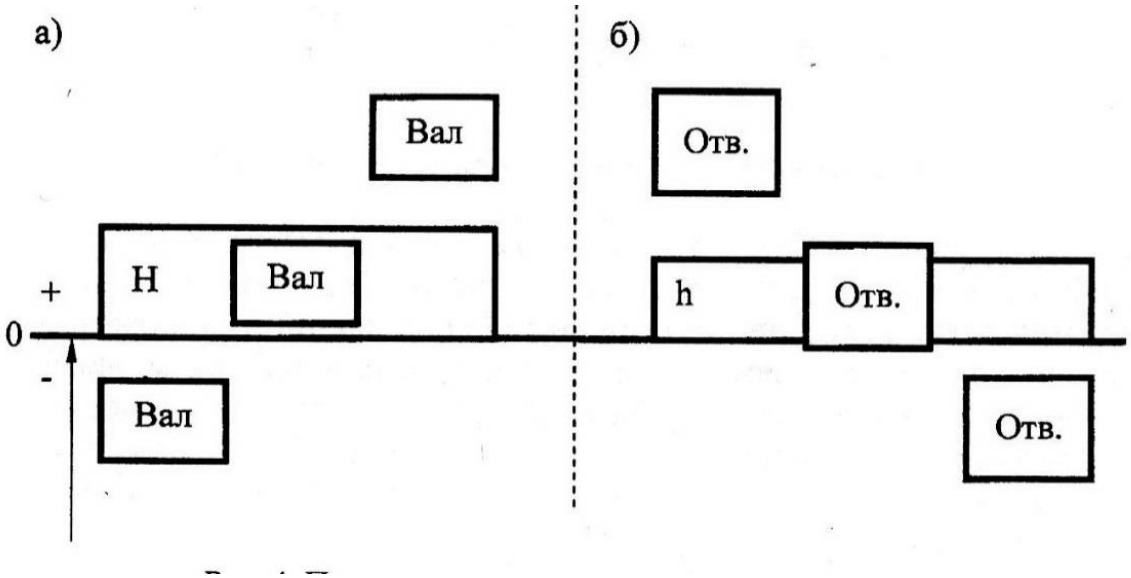


Рис. 4

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Изобразить эскиз вала.
2. Нанести на эскизе вала размерные и осевые линии;
3. Измерить и проставить на эскизе вала действительные размеры линейных величин (осевые, диаметральные) в миллиметрах:
   - осевые - с помощью штангенциркуля, цена деления i=0,05 мм;
   - диаметральные - с помощью микрометра, цена деления i=0,01 мм;
4. Свести в таблицы полученные значения:
   - внутренних (охватывающих – «а») элементов размеров вала (см.рис.2),
   - наружных (охватываемых – «в») элементов размеров вала (см.рис.2).

5. Определить для действительного размера по интервалу размеров: номинальный размер, предельные отклонения поля допуска по соответствующему квалитету (см. приложение);
6. Измерить радиальное биение диаметров вала. По номинальному размеру диаметра вала и измеренного радиального биения назначить степень точности допуска формы и расположения поверхностей детали в соответствии с ГОСТ 24643-81 (см. приложение).
7. Оценить шероховатость поверхностей по виду обработки (см. приложение)
8. Начертить вал передаточного механизма в соответствии с ЕСКД.

ЛИТЕРАТУРА

1. Брицкий В.Д., Ноздрин М.А., Заморуев Г.Б., Тимофеев Б.П., Биндюк В.В., Резников С.С., Монахов Ю.С., Абрамчук М.В., Ларин М.С. Проектирование передаточного механизма – СПб.: СПбГУ ИТМО, 2010. – 164 с.
2. Анухин В.И. Допуски и посадки. Выбор и расчет, указания на чертежах: Учеб. пособие. 3-е изд., перераб. и доп. Санкт-Петербург: Изд. «Питер», 2004. - 206 с.
3. Любомиров С.А., Смирнов А.А., Тарасов С.Б. Метрология, стандартизация и взаимозаменяемость. Учебное пособие. Изд. СПб ГПУ, СПб, 2004. - 188с., ил.
4. Попова Г.Н., Алексеев С.Ю. Машиностроительное черчение. Справочник. 3-е изд. перераб. и доп. Санкт-Петербург: «Изд. Политехника», 1999. – 453 с., ил.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. / Под ред. И.Н. Жестковой. - 8-е изд., перераб. и доп.. - М.: Машиностроение, 2001. - ISBN 5-217-02962-5.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Характеристика и примеры применения посадок

Посадки с зазором. Скользящие посадки (сочетание отверстия H с валом h) применяют главным образом в неподвижных соединениях при необходимости частой разборки (сменные детали), если требуется легко передвигать или поворачивать детали одну относительно другой при настройке или регулировании, для центрирования неподвижно скрепляемых деталей.

Посадку H6/h5 применяют для особо точного центрирования, например, для пиноли в корпусе бабки станка.

Посадку H7/h6 применяют: а) для сменных зубчатых колес в станках; б) в соединениях с короткими рабочими ходами, например, для хвостовиков пружинных клапанов в направляющих втулках (применима также посадка H7/g6); в) для соединения деталей, которые должны легко передвигаться при затяжке; г) для точного направления при возвратно-поступательных перемещениях (поршневой шток в направляющих втулках насосов высокого давления); д) для центрирования корпусов под подшипники качения в оборудовании и различных машинах.

Посадку H8/h7 используют для центрирующих поверхностей при пониженных требованиях к соосности.

Посадки H8/h8; H9/h8; H9/h9 применяют для неподвижно закрепляемых деталей при невысоких требованиях к точности механизмов, небольших нагрузках и необходимости обеспечить легкую сборку (зубчатые колеса, муфты, шкивы и другие детали, соединяющиеся с валом на шпонке; корпуса подшипников качения, центрирование фланцевых соединений), а также в подвижных соединениях при медленных пли редких поступательных и вращательных перемещениях (перемещающиеся зубчатые колеса, зубчатые торцовые муфты).

Посадку H11/h11 используют для относительно грубо центрированных неподвижных соединений (центрирование фланцевых крышек, фиксация накладных кондукторов), для неответственных шарниров.

Посадка H7/g6 характеризуется минимальной по сравнению с остальными величиной гарантированного зазора. Применяют в подвижных соединениях для обеспечения герметичности (например, золотник во втулке пневматической сверлильной машины), точного направления пли при коротких ходах (клапаны в клапанной коробке). Другие примеры применения: соединение шатунной головки с шейкой коленчатого вала, посадка клапанных коромысел в механизме распределения двигателя, сменные кондукторные втулки, для установки изделий на пальцах приспособлений. В особо точных механизмах применяют посадки H6/g5 и даже H5/g4.

Посадку H7/f7 применяют в подшипниках скольжения при умеренных и постоянных скоростях и нагрузках, в том числе в коробках скоростей, центробежных насосах; для вращающихся свободно на валах зубчатых колес, а также колес, включаемых муфтами; для направления толкателей в двигателях внутреннего сгорания. Более точную посадку этого типа - H6/f6 используют для точных подшипников, золотниковых пар гидравлических передач легковых автомобилей.

Посадки H8/f8; H8/f9; H9/f9 применяют для подшипников скольжения при нескольких или разнесенных опорах, для других подвижных соединений и центрирования при относительно невысоких требованиях к соосности (крупные подшипники в тяжелом машиностроении, посадки сцепных муфт, поршней в цилиндрах паровых машин, направление поршневых и золотниковых штоков в сальниках, центрирование крышек цилиндров).

Посадки H7/e7; H7/e8; Д8/e8 и H8/e9 применяют в подшипниках при высокой частоте вращения (в электродвигателях, в механизме передач двигателя внутреннего сгорания), при разнесенных опорах или большой длине сопряжения, например, для блока зубчатых колес в станках. Посадки H8/d9; H9/d9 применяют, например, для поршней в цилиндрах паровых машин и компрессоров, в соединениях клапанных коробок с корпусом компрессора (для их демонтажа необходим большой зазор из-за образования нагара и значительной температуры). Более точные посадки этого типа H7/d8; H8/d8 применяют -для крупных подшипников при высокой частоте вращения.

Из числа грубых посадок с зазором в 10-12 квалитетов наиболее предпочтительной является посадка H11/d11, применяемая для подвижных соединений, работающих в условиях пыли и грязи (узлы сельскохозяйственных машин, железнодорожных вагонов), в шарнирных соединениях тяг, рычагов и т. п., для центрирования крышек паровых цилиндров с уплотнением стыка кольцевыми прокладками.

Переходные посадки. Предназначены для неподвижных соединений деталей, подвергающихся при ремонтах пли по условиям эксплуатации сборке и разборке. Взаимная неподвижность деталей обеспечивается шпонками, штифтами, нажимными винтами и т. п. Менее тугие посадки назначают при необходимости в частых разборках соединения, при неудобствах разборки и возможности повреждения соседних деталей; более тугие - если требуется высокая точность центрирования, при ударных нагрузках и вибрациях.

Посадка H7/п6 (глухая) дает наиболее прочные соединения. Примеры применения: а) для зубчатых колес, муфт, кривошипов и других деталей при больших нагрузках, ударах или вибрациях в соединениях, разбираемых обычно только при капитальном ремонте; б) посадка установочных колец на валах малых и средних электромашин; в) посадка кондукторных втулок, установочных пальцев, штифтов. В приборостроении используется для

передачи небольших нагрузок без дополнительного крепления (посадки осей, втулок, шкивов и др.). Сборка производится при запрессовке деталей.

Посадка H7/m6 (тугая) слабее посадки типа глухой.(меньше натяги, повышается вероятность получения зазора), ее применяют при необходимости изредка разбирать соединение.

С предельными отклонениями по H7/m6 выполняют посадочные места под подшипники качения в тяжелом машиностроении, цилиндрические штифты, но поле допуска тб не вошло в число предпочтительных, так как перекрывается соседними полями n6 и k6. Посадка H7/k6 (напряженная) 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 посадки шкивов, зубчатых колес, муфт, маховиков, для втулок подшипников и вращающихся на валах зубчатых колес и др.

Посадка H7/j6 (плотная) имеет большие средние зазоры, чем предыдущая, и применяется взамен ее при необходимости облегчить сборку.

Посадки с натягом. Выбор посадки производится из условия, чтобы при наименьшем натяге была обеспечена прочность соединения и передача нагрузки, а при наибольшем натяге - прочность деталей. Для применения посадок с натягом, особенно в массовом производстве, рекомендуется предварительная опытная проверка.

Посадку H7/p6 применяют при сравнительно небольших нагрузках (например, посадка на вал уплотнительного кольца, фиксирующего положение внутреннего кольца подшипника у крановых и тяговых двигателей).

Посадки H7/г6; H7/sб; H8/s7 используют в соединениях без крепежных деталей при небольших нагрузках и с крепежными деталями при больших нагрузках (например, посадка на шпонке зубчатых колес и муфт и др.). Посадки H7/u7 и H8/u8 применяют в соединениях без крепежных деталей при значительных нагрузках, в том числе знакопеременных (например, соединение пальца с эксцентриком в режущем аппарате уборочных сельскохозяйственных машин); с крепежными деталями при очень больших нагрузках (посадка крупных муфт в приводах прокатных станов), при небольших нагрузках, но малой длине сопряжения (седло клапана в головке блока цилиндров грузового автомобиля, втулка в рычаге очистки зерноуборочного комбайна).

Посадки H8/x8 и H8/z8 характеризуются относительно большими натягами и допусками натяга, применяются в тяжелонагруженных соединениях или при материалах с относительно небольшим модулем упругости.

Таблица 1

1. Система отверстия

Рекомендуемые посадки в системе отверстия при номинальных размерах от 1 до 500 мм. (ГОСТ 25347-82*)

Основные отверстия	Квалитет вала	Основные отклонения валов																		
		a	b	c	d	e	f	g	h	Js	k	m	n	p	r	s	t	u	x	z
		Посадки с зазором								Переходные посадки				Посадки с натягом						
H5	4							H5/g4	H5/h4	H5/Js4	H5/k4	H5/m4	H5/n4							
H6	5							H6/g5	H6/h5	H6/Js5	H6/k5	H6/m5	H6/n5	H6/p5	H6/r5	H6/s5				
	6						H6/f6													
H7	6							H7/g6	H7/h6	H7/Js6	H7/k6	H7/m6	H7/n6	H7/p6	H7/r6	H7/s6	H7/t6			
	7					H7/e7	H7/f7									H7/s7		H7/u7		
	8			H8/c8	H8/d8	H8/e8														
H8	7						H8/f7		H8/h7	H8/Js7	H8/k7	H8/m7	H8/n7			H8/s7	H7/t6			
	8			H8/c8	H8/d8	H8/e8	H8/f8		H8/h8									H8/u8	H8/x8	H8/z8
	9				H9/d9	H9/e9	H9/f9		H9/h9											
H9	8					H9/e8	H9/f8		H9/h9											
	9				H9/d9	H9/e9	H9/f9		H9/h9											
H10	10				H10/d10				H10/h10											
H11	11	H11/a11	H11/b11	H11/c11	H11/d11				H11/h11											
H12	12		H12/b12						H12/h12											
HX - предпочтительные поля допусков.																				

Таблица 1-1

Предельные отклонения основных отверстий при размерах от 1 до 500 мм (система отверстия)

Номинальные размеры, мм	Поля допусков										
	H4	H5	H6	**H7**	**H8**	**H9**	H10	**H11**	H12	**H14**	H16
От 1 до 3	+3 0	+4 0	+6 0	+10 0	+14 0	+25 0	+40 0	+60 0	+100 0	+250 0	+600 0
Св. 3 до 6	+4 0	+5 0	+8 0	+12 0	+ 18 0	+30 0	+48 0	+75 0	+120 0	+300 0	+750 0
Св. 6 до 10	+4 0	+6 0	+9 0	+15 0	+22 0	+36 0	+58 0	+90 0	+150 0	+360 0	+900 0
Св. 10 до 18	+5 0	+8 0	+11 0	+18 0	+27 0	+43 0	+70 0	+110 0	+180 0	+430 0	+1100 0
Св. 18 до 30	+6 0	+9 0	+13 0	+21 0	+33 0	+52 0	+84 0	+130 0	+210 0	+520 0	+1300 0
Св. 30 до 50	+7 0	+11 0	+16 0	+25 0	+39 0	+62 0	+100 0	+160 0	+250 0	+620 0	+1600 0
Св. 50 до 80	+8 0	+13 0	+19 0	+30 0	+46 0	+74 0	+120 0	+190 0	+300 0	+740 0	+1900 0
Св. 80 до 120	+10 0	+15 0	+22 0	+35 0	+54 0	+87 0	+140 0	+220 0	+350 0	+870 0	+2200 0
Св. 120 до 180	+12 0	+18 0	+25 0	+40 0	+63 0	+100 0	+160 0	+250 0	+400 0	+1000 0	+2500 0
Св. 180 до 250	+14 0	+20 0	+29 0	+46 0	+72 0	+115 0	+185 0	+290 0	+460 0	+1150 0	+2900 0
HX - предпочтительные поля допусков.											

Таблица 1-2

Предельные отклонения валов в посадках с натягом при размерах от 1 до 500 мм (система отверстия)

Номинальные размеры, мм	Квалитеты												
	4	5			6				7		8		
	Поля допусков												
	n4	p5	r5	g5	**p6**	**r6**	**s6**	t6	s7	u7	u8	x8	z8
От 1 до 3	+7 +4	+10 +6	+14 +10	+18 +14	+12 +6	+16 +10	+20 +14	-	+24 +14	+28 +18	+32 +18	+34 +20	+40 +26
Св. 3 до 6	+12 +8	+17 +12	+20 +15	+24 +19	+20 +12	+23 +15	+27 +19	-	+31 +19	+35 +23	+41 +23	+46 +28	+53 +35
Св. 6 до 10	+14 +10	+21 +15	+25 +19	+29 +23	+24 +15	+28 +19	+32 +23	-	+38 +23	+43 +28	+50 +28	+56 +34	+64 +42
Св. 10 до 14	+17 +12	+26 +18	+31 +23	+36 +28	+29 +18	+34 +23	+30 +28	-	+46 +28	+51 +33	+60 +33	+67 +40	+77 +50
Св. 14 до 18						+34 +23	+30 +28		+46 +28	+51 +33	+60 +33	+72 +45	+87 +60
Св. 18 до 24	+21 +15	+31 +22	+37 +28	+44 +35	+35 +22	+41 +28	+48 +35	-	56 +35	+62 +41	+74 +41	+87 +54	+106 +73
Св. 24 до 30						+41 +28	+48 +35	+54 +41	56 +35	+69 +48	+81 +48	+97 +64	+121 +88
Св. 30 до 40	+24 +17	+37 +26	+45 +34	+54 +43	+42 +26	+50 +34	+59 43	+64 +48	+68 +43	+85 +60	+99 +60	+119 +80	+151 +112
Св. 40 до 50						+50 +34	+59 +43	+70 +54	+68 +43	+95 +70	+109 +70	+136 +97	+175 +136
Св. 50 до 65	+28 +20	+45 +32	+54 +41	+66 +53	+51 +32	+60 +41	+72 +53	+85 +66	+83 +53	+117 +87	+133 +87	+168 +122	+218 +172
Св. 65 до 80			+56 +43	+72 +9		+62 +43	+78 +59	+94 +75	+89 +59	+132 102	+148 +102	+192 +146	+256 +210
Св. 80 до 100	+33 +23	+52 +37	+66 +51	+86 +71	+59 +37	+73 +51	+93 +71	+113 +91	+106 +71	+117 +124	+173 +124	+232 +178	+312 +258
Св. 100 до 120			+69 +54	+94 +79		+76 +54	+101 +79	+126 +104	+114 +79	+179 +144	+198 +144	+264 +210	+364 +310

Таблица 1-3

Предельные отклонения валов в посадках с зазором и переходных при размерах от 1 до 500 мм (система отверстия)

Номинальные размеры, мм	Квалитеты						
	8				9		
	Поля допусков						
	d8	e8	f8	h8	d9	e9	f9
От 1 до 3	-20 -34	-14 -28	-6 -20	0 -14	-20 -45	-14 -39	-6 -31
Св. 3 до 6	-30 -48	-20 -38	-10 -28	0 -18	-30 -60	-20 -50	-10 -40
Св. 6 до 10	-40 62	-25 -47	-13 -35	0 -22	-40 -76	-25 -61	-13 -49
Св. 10 до 18	-50 -77	-32 -59	-16 -43	0 -27	-50 -93	-32 -75	-16 -59
Св. 18 до 30	-65 -98	-40 -73	-20 -53	0 -33	-65 -117	-40 -92	-20 -72
Св. 30 до 50	-80 -119	-50 -89	-25 -64	0 -39	-80 -142	-50 -112	-25 -87
Св. 50 до 80	-100 -146	-60 -106	-30 -76	0 -46	-100 -174	-60 -134	-30 -104
Св. 80 до 120	-120 -174	-72 -126	-36 -90	0 -54	-120 -207	-72 -159	-36 -123
Св. 120 до 180	-145 -208	-85 -148	-43 -100	0 -63	-145 -245	-85 -185	-43 -143
Св. 180 до 250	-170 -242	-100 -172	-50 -122	0 -72	-170 -285	-100 -215	-50 -165

Таблица 1-4

Предельные отклонения валов в посадках с зазором и переходных при размерах от 1 до 500 мм (система отверстия)

Номинальные размеры, мм	Квалитеты									
	8					9				10
	Поля допусков									
	d8	e8	f8	h8	d9	e9	f9	h9	d10	h10
От 1 до 3	-20 -34	-14 -28	-6 -20	0 -14	-20 -45	-14 -39	-6 -31	0 -25	-20 -60	0 -40
Св. 3 до 6	-30 -48	-20 -38	-10 -28	0 -18	-30 -60	-20 -50	-10 -40	0 -30	-30 -78	0 -48
Св. 6 до 10	-40 62	-25 -47	-13 -35	0 -22	-40 -76	-25 -61	-13 -49	0 -36	-40 -98	0 -58
Св. 10 до 18	-50 -77	-32 -59	-16 -43	0 -27	-50 -93	-32 -75	-16 -59	0 -43	-50 -120	0 -70
Св. 18 до 30	-65 -98	-40 -73	-20 -53	0 -33	-65 -117	-40 -92	-20 -72	0 -52	-65 -149	0 -84
Св. 30 до 50	-80 -119	-50 -89	-25 -64	0 -39	-80 -142	-50 -112	-25 -87	0 -62	-80 -180	0 -100
Св. 50 до 80	-100 -146	-60 -106	-30 -76	0 -46	-100 -174	-60 -134	-30 -104	0 -74	-100 -220	0 -120
Св. 80 до 120	-120 -174	-72 -126	-36 -90	0 -54	-120 -207	-72 -159	-36 -123	0 -87	-120 -260	0 -140
Св. 120 до 180	-145 -208	-85 -148	-43 -100	0 -63	-145 -245	-85 -185	-43 -143	0 -100	-145 -305	0 -160
Св. 180 до 250	-170 -242	-100 -172	-50 -122	0 -72	-170 -285	-100 -215	-50 -165	0 -115	-170 -355	0 -185
НХ - предпочтительные поля допусков.										

Таблица 2

2. Система вала

Рекомендуемые посадки в системе вала при номинальных размерах от 1 до 500 мм

Основные отверстия	Квалитет вала	Основные отклонения валов																
		A	B	C	D	E	F	G	H	Js	K	M	N	P	R	S	T	U
		Посадки с зазором								Переходные посадки				Посадки с натягом				
h4	5							G5/h4	H5/h4	Js5/h4	K5/h4	M5/h4	N5/h4					
h5	6							G6/h5	H6/h5	Js6/h5	K6/h5	M6/h5	N6/h5	P6/h5				
h6	7						F7/h6	G7/h6	H7/h6	Js7/h6	K7/h6	M7/h6	N7/h6	P7/h6	R7/h6	S7/h6	T7/h6	
	8				D8/h6	E8/h6	F8/h6											
h7	7						F7/h7											
	8				D8/h7	E8/h7	F7/h7		H8/h7	Js8/h7	K8/h7	M8/h7	N8/h7					U8/h7
h8	8				D8/h8	E8/h8	F8/h8		H8/h8									
	9				D9/h8	E9/h8	F9/h8		H9/h8									
h9	9				D8/h9	E8/h9	F8/h9		H8/h9									
	10				D10/h9				H10/h9									
h10	10				D10/h10				H10/h10									
h11	11	A11/h11	B11/h11	C11/h11	D11/h11				H11/h11									
h12	11		B12/h12						H12/h12									

HX - предпочтительные поля допусков.

Таблица 2-1

Номинальные размеры, мм	Поля допусков										
	h4	h5	h6	h7	h8	h9	h10	h11	h12	h14	h16
От 1 до 3	0 -3	0 -4	0 -6	0 -10	0 -14	0 -25	0 -40	0 -60	0 -100	0 -250	0 -600
Св. 3 до 6	0 -4	0 -5	0 -8	0 -12	0 - 18	0 30	0 -48 0	0 -75	0 -120 0	0 -300	0 -750
Св. 6 до 10	0 -4	0 -6	0 -9	0 -15	0 -22	0 -36	0 -58	0 -90	0 -150	0 -360	0 -900
Св. 10 до 18	0 -5	0 -8	0 -11	0 -18	0 -27	0 -43	0 -70	0 -110	0 -180	0 -430	0 -1100
Св. 18 до 30	0 -6	0 -9	0 -13	0 -21	0 -33	0 -52	0 -84	0 -130	0 -210	0 -520	0 -1300
Св. 30 до 50	0 -7	0 -11	0 -16	0 -25	0 -39	0 -62	0 -100	0 -160	0 -250	0 -620	0 -1600
Св. 50 до 80	0 -8	0 -13	0 -19	0 -30	0 -46	0 -74	0 -120	0 -190	0 -300	0 -740	0 -1900
Св. 80 до 120	0 -10	0 -15	0 -22	0 -35	0 -54	0 -87	0 -140	0 -220	0 -350	0 -870	0 -2200
Св. 120 до 180	0 -12	0 -18	0 -25	0 -40	0 -63	0 -100 0	0 -160	0 -250	0 -400	0 -1000	0 -2500
Св. 180 до 250	0 -14	0 -20	0 -29	0 -46	0 -72	0 -115	0 -185	0 -290	0 -460	0 -1150	0 -2900
Св. 250 до 315	0 -16	0 -23	0 -32	0 -52	0 -81	0 -130	0 -210	0 -320	0 -520	0 -1300	0 -3200
Св. 315 до 400	0 -18	0 -25 0	0 -36	0 -57	0 -89	0 -140	0 -230	0 -360	0 -570	0 -1400	0 -3600
Св. 400 до 500	0 -20	0 -27	0 -40	0 -63	0 -97	0 -155	0 -250	0 -400	0 -630	0 -1550	0 -4000

Таблица 2-2

Предельные отклонения отверстий в посадках с зазором и переходных при размерах от 1 до 500 мм,
(система вала)

Номинальные размеры, мм	Квалитеты															
	7								8							
	Поля допусков															
	F7	G7	H7	(J7)	J_s7	K7	M7	N7	D8	E8	F8	H8	(j8)	j_s8	K8	M8	N8
О 1 до 3	+16 6	+12 +2	+10 0	+4 -6	+5 -5	0 -10	2 -12	-4 -14	+34 +20	+28 +14	+20 +6	+14 0	+6 -8	+7 -7	0 -14	-	-4 -18
Св. 3 до 6	+22 +10	+16 +4	+12 0	+6 -6	+6 -6	+3 -9	0 -12	-4 -16	+48 +20	+38 +20	+28 +10	+18 0	+10 -8	+9 -9	+5 -13	+2 -16	-2 -20
Св. 6 до 10	+28 +13	+2 +5	+15 0	+8 -7	+7 -7	+5 -10	0 -15	-4 -19	+62 +40	+47 +25	+35 +13	+22 0	+12 -10	+11 -11	+6 -16	+1 -21	-3 -25
Св. 10 до 18	+34 +16	+24 +6	+18 0	+10 -8	+9 -9	+6 -12	0 -18	-5 -23	+77 +50	+59 +32	+43 +16	+27 0	+15 -12	+13 -13	+8 -19	+2 -25	-3 30
Св. 18 до 30	+41 +20	+28 +7	+21 0	+12 -9	+10 -10	+6 -15	0 -21	-7 -28	+98 +65	+73 +40	+53 +20	+33 0	+20 -13	+16 -16	+10 -23	+4 -29	-3 -36
Св. 30 до 50	+50 +25	+34 +9	+25 0	+14 -11	+12 -12	+7 -18	0 -25	-8 -33	+119 +80	+89 +50	+64 +25	+39 0	+24 -15	+19 -19	+12 -27	+5 -34	-3 -42
Св. 50 до 80	+60 +30	+40 +10	+30 0	+18 -12	+15 -15	+9 -21	0 -30	-9 -39	+146 +100	+106 +60	+76 30	+46 0	+28 -18	+23 -23	+14 -34	+5 -41	-4 -50
Св. 80 до 120	+71 +36	+47 +12	+35 0	+22 -13	+17 -17	+10 -25	0 -35	-10 -45	+174 +120	+126 +72	+90 36	+54 0	+34 -20	+27 -27	+16 -38	+6 -48	-4 -58
Св. 120 до 180	+83 +43	+54 +14	+40 0	+26 -14	+20 -20	+12 -28	0 -40	-12 -52	+208 +145	+148 +85	+106 +43	+63 0	+41 -22	+31 -31	+20 -43	+8 -55	-4 -67
Св. 180 до 250	+96 +50	+61 +15	+46 0	+30 -16	+23 -23	+13 -33	0 -46	-14 -60	+242 +170	+172 +100	+122 +50	+72 0	+47 -25	+36 -36	+22 -53	+9 -63	-5 -77
НХ - предпочтительные поля допусков.																	

Таблица 2-3

Предельные отклонения отверстий в посадках с зазором и переходных при размерах от 1 до 500 мм, (система вала)

Номинальные размеры, мм	Квалитеты												
	9				10		11					12	
	Поля допусков												
	D9	E9	F9	H9	D10	H10	A11	B11	C11	D11	H11	B12	H12
От 1 до 3	+45 +20	+39 +14	+31 +6	+25 0	+60 +20	+40 0	+330 +270	+200 +140	+120 +60	+80 +20	+60 0	+240 +140	+100 0
Св. 3 до 6	+60 +30	+50 +20	+40 +10	+30 0	+78 +30	+48 0	+345 +270	+215 +140	+145 +70	+105 +30	+75 0	+260 +140	+120 0
Св. 6 до 10	+76 +40	+61 +25	+49 +13	+36 0	+98 +40	+58 0	+370 +280	+240 +150	+170 +80	+130 +40	+90 0	+300 +150	+150 0
Св. 10 до 18	+93 +50	+75 +32	+59 +16	+43 0	+120 +50	+70 0	+400 +290	+260 +150	+205 +95	+160 +50	+110 0	+330 +150	+180 0
Св. 18 до 30	+117 +65	+92 +40	+72 +20	+52 0	+149 +65	+84 0	+430 +300	+290 +160	+240 +110	+195 +65	+130 0	+370 +160	+210 0
Св. 30 до 40	+142 +80	+112 +50	+87 +25	+62 0	+180 +80	+100 0	+470 +310	+330 +170	+280 +120	+240 +80	+160 0	+420 +170	+250 0
Св. 40 до 50							+480 +320	+340 +180	+290 +130			+430 +180	
Св. 50 до 65	+174 +100	+134 +60	+104 +30	+74 0	+220 +100	+120 0	+530 +340	+380 +190	+330 +140	+290 +100	+190 0	+490 +190	+300 0
Св. 65 до 80							+550 +360	+390 +200	+340 +150			+500 +200	
Св. 80 до 100	+207 +120	+159 +72	+123 +36	+87 0	+260 +120	+140 0	+600 +380	+440 +220	+390 +170	+340 +120	+220 0	+570 +220	+350 0
Св. 100 до 120							+630 +410	+460 +240	+400 +180			+590 +240	
Св. 120 до 140	+245 +145	+185 +85	+143 +43	+100 0	+305 +145	+160 0	+710 +460	+510 +260	+450 +200	+395 +145	+250 0	+660 +260	+400 0
Св. 140 до 160							+770 +520	+530 +280	+460 +210			+680 +280	
Св. 160 до 180							+830 +580	+560 +310	+480 +230			+710 +310	
Св. 180 до 200	+285 +170	+215 +100	+165 +50	+115 0	+355 +170	+185 0	+950 +660	+630 +340	+530 +240	+460 +170	+290 0	+800 +340	+460 0
Св. 200 до 225							+1030 +740	+670 +380	+550 +260			+840 +380	
Св. 225 до 250							+1110 +820	+710 +420	+570 +280			+880 +420	
НХ - предпочтительные поля допусков.													

Таблица 3

Допуски радиального биения и полного радиального биения. Допуски соосности, симметричности, пересечения осей в диаметральном выражении (ГОСТ24643—81).

Интервалы номинальных размеров, мм	степень точности															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	мкм												мм			
≤ 3	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	12	0,2	0,3	0,5	0,8
> 3 ≤ 10	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
> 10 ≤ 18	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
> 18 ≤ 30	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
> 30 ≤ 50	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
> 50 ≤ 120	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,5
> 120 ≤ 250	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1,2	2	3
> 250 ≤ 400	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	1,6	2,5	4
> 400 ≤ 630	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1,2	2	3	5
> 630 ≤ 1000	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1,6	2,5	4	6
> 1000 ≤ 1600	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2	3	5	8
> 1600 ≤ 2500	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2.5	4	6	10

Примечание.

При назначении допусков радиального биения и полного радиального биения под номинальным размером понимается номинальный диаметр рассматриваемой поверхности.

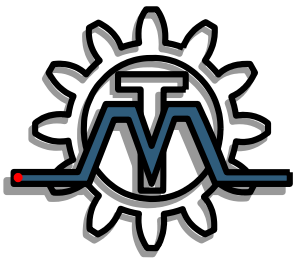
Таблица 4

Шероховатость поверхности при некоторых видах обработки

Вид обработки	Класс	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
		Приведены для сопоставления со старыми стандартами													
	R_a	100	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.08	0,025	0.01
	R_z	400	200	100	50	25	12.5	6,3	3,2	1,6	0,8	0,4	0,2	0,1	0,05
Пескоструйная обработка		R_z400													
Ковка в штампах		R_z400	R_z200	R_z100											
Отпиливание		R_z400													
Сверление				R_z100	R_z50	R_z25									
Зенкерование	черновое			R_z100	R_z50	R_z25									
	чистовое				R_z50	R_z25	*3.2*	*1.6*							
Развертывание	нормальное						*3.2*	*1.6*	*0.8*						
	точное							*1.6*	*0.8*	*0.4*					
	тонкое								*0.8*	*0.4*	*0.2*				
Протягивание						R_z25	*3.2*	*1.6*	*0.8*	*0.4*					
Точение	черновое	R_z400	R200	R_z100	R_z50										
	чистовое			R_z100	R_z50	R_z25	*3.2*	*1.6*	*0.8*						
	тонкое						*3.2*	*1.6*	*0.8*	*0.4*					
Строгание	предварительное	R_z400	R_z200	R_z100	R_z50										
	чистовое			R_z100	R_z50	R_z25	*3.2*	*1.6*							
	тонкое							*1.6*	*0.8*						
Фрезерование	предварительное		R_z200	R_z100	R_z50	R_z25									
	чистовое					R_z25	*3.2*	*1.6*							
	тонкое						*3.2*	*1.6*	*0.8*						
Шлифование	предварительное					R_z25	*3.2*	*1.6*							
	чистовое							*1.6*	*0.8*	*0.4*					
	тонкое									*0.4*	*0.2*				

Миссия университета – генерация передовых знаний, внедрение инновационных разработок и подготовка элитных кадров, способных действовать в условиях быстро меняющегося мира и обеспечивать опережающее развитие науки, технологий и других областей для содействия решению актуальных задач.

КАФЕДРА МЕХАТРОНИКИ



Кафедра Мехатроники, одна из старейших кафедр Университета ИТМО, история которой, начинается с 30-х годов XX века. Первое упоминание о предшественнице кафедры Мехатроники содержится в приказе № 18 от 3.10.1930г. по Учебному комбинату точной механики и оптики: доцент Замыцкий Н.П. назначен с 1.10.1930г. заведующим кафедрой «Детали машин института точной механики и оптики».

С 1945 г. руководство кафедрой осуществляет Н.И. Колчин, крупнейший учёный механик в самом широком смысле этого слова. Он расширил и обогатил исследовательскую и преподавательскую деятельность кафедры методами Теории машин и механизмов. Нельзя не сказать, что Н.И. Колчин был в той или иной мере учителем трех последующих заведующих кафедрой – Ф.Л. Литвина, К.И. Гуляева, Б.П. Тимофеева.

С 1949 года, заведующим кафедрой Теории механизмов и деталей машин, становится Рифтин Л.П. За время работы в ЛИТМО Рифтин Л.П. опубликовал более двух десятков научных работ. О том каким он был прекрасным педагогом с благодарностью вспоминали его ученики, в частности профессора Г.И. Новиков и Г.Н. Дульнев.

В 1963 году кафедру возглавил профессор Литвин Ф.Л.. Известность среди исследователей и специалистов принесло ему опубликование монографий: "Методы расчета при изготовлении и контроле зубчатых изделий" (совместно с Н.И. Колчиным, 1953 г.) и "Некруглые зубчатые колеса" (1956 г.). Но основной заслугой Ф.Л. Литвина следует считать его работы по общей теории зубчатых зацеплений, в которых ему удалось предугадать тенденции развития аналитической теории зацеплений и создать методы анализа и синтеза. Результаты этих работ были опубликованы в монографии "Теория зубчатых зацеплений" (1960 г. – первое издание, 1968 г. – второе).

Последнее издание до сих пор сохранило свою актуальность в качестве энциклопедии методов и результатов исследований.

В начале 1979 года заведующим кафедрой становится профессор Гуляев К.И. По своей направленности кафедра становится общеинженерной.

В 1989 году Тимофеев Б.П. приступил к заведыванию общеинженерной кафедрой Теории механизмов и деталей приборов и, предугадав тенденции развития современного приборостроения, преобразовал кафедру в 1991 году, в выпускающую кафедру «Мехатроника». Как специальность, «Мехатроника» появилась в официальном списке только в 1994 году.

С 2005 по 2011год кафедру возглавлял доцент Ноздрин М.А. В учебную и научную деятельность были внедрены компьютерные технологии, разработаны инновационные образовательные программы, созданы новые лабораторные циклы и лаборатории. В 2009 году утверждена научная школа «Фундаментальные проблемы надежности и точности машин и приборов». Основные научные направления работы школы направлены на вопросы разработки мехатроных и биомехатроных устройств, прогнозирование метрологической надежности средств измерений, совершенствование измерительных технологий, также особое внимание уделено моделированию технологических и деградационных процессов. Кафедра Мехатроники получила грант и является организатором Всероссийской студенческой олимпиады по прикладной механике.

Кафедра ведет активную пропаганду научно-исследовательских достижений. Преподавателями и аспирантами кафедры сделано свыше 500 докладов на международных, межотраслевых и межвузовских научно-технических конференциях и симпозиумах, опубликовано свыше 200 работ и статей в научно-технических журналах и сборниках, как в Российских, так и в зарубежных. Профессор Мусалимов В.М. руководит научной школы Университета ИТМО «Фундаментальные и прикладные проблемы точности и надежности машин и приборов», - является Почетным работником высшего профессионального образования РФ, - главный научный сотрудник ИПМаш РАН, член редколлегии журнала «Приборостроение», действительный член Нью-Йоркской АН.

Кафедрой осуществляется тесное научное сотрудничество с зарубежными вузами: технический университет Ильменау, Германия; инженерно-аграрная академия г. Быдгощь, Польша; ИММС НАН Беларуси, г. Гомель; исследовательский центр механизмов г. Иллинойс, Чикаго; Таллиннский технологический университет.

Владимир Владимирович Биндюк
Александр Николаевич Саврасов

Прикладная механика

Лабораторный практикум

Учебное пособие
по дисциплине
«Прикладная механика»

В авторской редакции В.В.Биндюк

Дизайн обложки В.В.Биндюк

Редакционно-издательский отдел Университета ИТМО
Зав. РИО Н.Ф. Гусарова
Подписано к печати
Заказ №
Тираж 100 экз.
Отпечатано на ризографе

Редакционно-издательский отдел
Университета ИТМО
197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49