

**Методические указания
к практическим работам
по учебной дисциплине**

ОП.03. Техническая механика с основами технических измерений
по профессии

35.01.14 Мастер по техническому обслуживанию и ремонту машинно-тракторного парка

2017

Рассмотрено на заседании предметной цикловой комиссии
Протокол № ____ от _____ 2017 года

Составитель: преподаватель Мартынов А.В.

Методические указания предназначены для систематизации и углубления знаний обучающихся. Методические указания содержат пояснительную записку, цели и задания, критерии оценки, список основной и дополнительной литературы.

Содержание

2. Общие положения и структура методических указаний
3. Перечень лабораторных и практических работ
4. Практическая работа №1 Резьбовые соединения
5. Практическая работа №2 Шпоночные соединения подбор и расчет.
6. Практическая работа №3 Подбор и расчет заклепок
7. Практическая работа №4 Расчет и подбор ременных передач
8. Практическая работа №5 Расчет и подбор цепных передач
9. Практическая работа №6 Расчет зубчатых передач
10. Практическая работа № 7 Расчет червячной передачи
11. Практическая работа №8 Подбор и расчет муфт
12. Практическая работа №9 Пользование измерительными приборами и инструментами
13. Список литературы

1. Назначение и область применения

Настоящие рекомендации предназначены для преподавательского состава, связанных с образовательным процессом, а так же для обучающихся для выполнения практических работ.

2. Общие положения и структура методических указаний

В пособии представлены лабораторные и практические работы по дисциплине ОП.03 Техническая механика с основами технических измерений для студентов по профессии 35.01.14 Мастер по техническому обслуживанию и ремонту машинно-тракторного парка. Методические указания помогут студентам в развитии познавательной активности и самостоятельности, в приобретении прочных практических умений и навыков, т.к. лабораторные и практические работы являются одним из условий применения знаний на практике. Данные работы дают возможность ознакомиться с применяемыми приборами и оборудованием.

Лабораторные и практические работы, при правильной организации и проведении, будут способствовать формированию у студентов умения владеть методами научного познания: проводить наблюдения изучаемых явлений, представлять результаты измерений в виде таблиц, объяснять результаты наблюдений и экспериментов.

В структуру лабораторной и практической работы входят: тема, цель, пояснения к работе, используемые приспособления, оборудование и материалы, порядок выполнения работы. В конце работы необходимо сделать выводы, обобщив результаты, проведенного эксперимента.

Правила выполнения практических работ

При выполнении практической работы студент **должен:**

- строго выполнять весь объем, указанный в описаниях соответствующих практических работ;
- знать, что перед выполнением каждой работы преподавателем проводится актуализация опорных знаний обучающихся;
- соблюдать правила безопасности, быть внимательным и аккуратным;
- перед началом работы, внимательно прочитать порядок ее выполнения;
- проверить наличие всех необходимых материалов для выполнения работы;
- знать, что после выполнения работы, надо представить отчет о проделанной работе с обсуждением полученных результатов и выводов. Для оформления отчета о работе предлагаются таблицы, в которые следует записать результаты измерений.

Критерии оценивания

Оценка «5» выставляется студенту, если: - тематика работы соответствует заданной, студент показывает системные и полные знания и умения по данному вопросу; - работа оформлена в

соответствии с рекомендациями преподавателя; - объем работы соответствует заданному; - работа выполнена точно в сроки, указанные преподавателем.

Оценка «4» выставляется студенту, если: - тематика работы соответствует заданной, студент допускает небольшие неточности или некоторые ошибки в данном вопросе; - работа оформлена с неточностями в оформлении; - объем работы соответствует заданному или чуть меньше; - работа сдана в сроки, указанные преподавателем, или позже, но не более, чем на 1-2 дня.

Оценка «3» выставляется студенту, если: - тематика работы соответствует заданной, но в работе отсутствуют значительные элементы по содержанию работы или тематика изложена нелогично, не четко представлено основное содержание вопроса; - работа оформлена с ошибками в оформлении; - объем работы значительно меньше заданного; - работа сдана с опозданием в сроках на 5-6 дней.

Оценка «2» выставляется студенту, если: - не раскрыта основная тема работы; - работа оформлена не в соответствии с требованиями преподавателя; - объем работы не соответствует заданному; - работа сдана с опозданием в сроках больше 7 дней

Практическая работа № 1

Тема: Резьбовые соединения

Задание 1: По размерам, ориентируясь на индивидуальный вариант (рисунки 1-10), вычертить стандартные крепежные изделия – болт, винт, шпильку и гайку.

Норма времени: 45 мин

Методические указания: Высоту фаски для всех болтов взять равной 2 мм. Назначить масштаб с целью удачного заполнения формата.

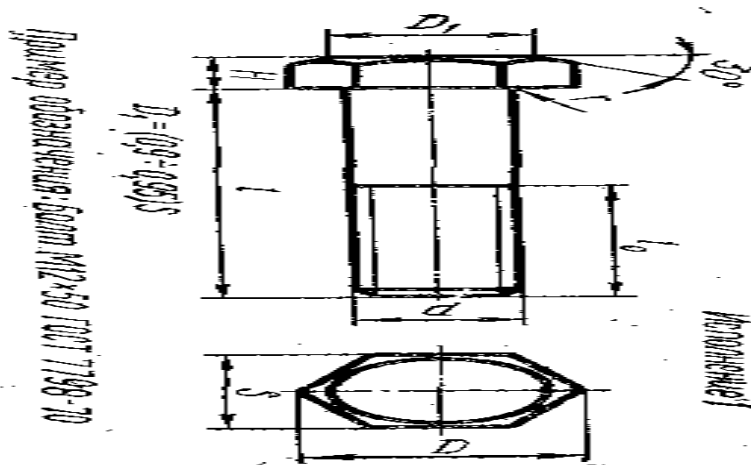


Рисунок 1

Рисунок 2

Таблица 2

Рисунок 3

Таблица 3

Рисунок 4

Таблица 4

Таблица 1

Рисунок 5
Таблица 5
Рисунок 6

Таблица 6
Рисунок 7
Таблица 7
Рисунок 8

Таблица 8
Рисунок 9
Таблица 9

Шпилька М16х110 ГОСТ 22034-76

5
30
26,2
85
66
48
6
36
31,6
100
78
56
7
42
37,1
130
96
68
8
48
42,6
150
108
76

Пример условного обозначения:
Шпилька М40х90 ГОСТ 22036-76

9
20
17,3
60
46
40
10
22
18,7
65
50
44
11
24
20,7
70
54
48
12

27
23,8
75
60
54

Пример условного обозначения:
Шпилька М12х100 ГОСТ 22038-76

13
8
6,6
40
22
20
14
10
8,4
45
26
25
15
12
10,1

50
30
30
16
16
13,8
60
38
40

Пример условного обозначения:
Шпилька М16х120 ГОСТ 22040-76

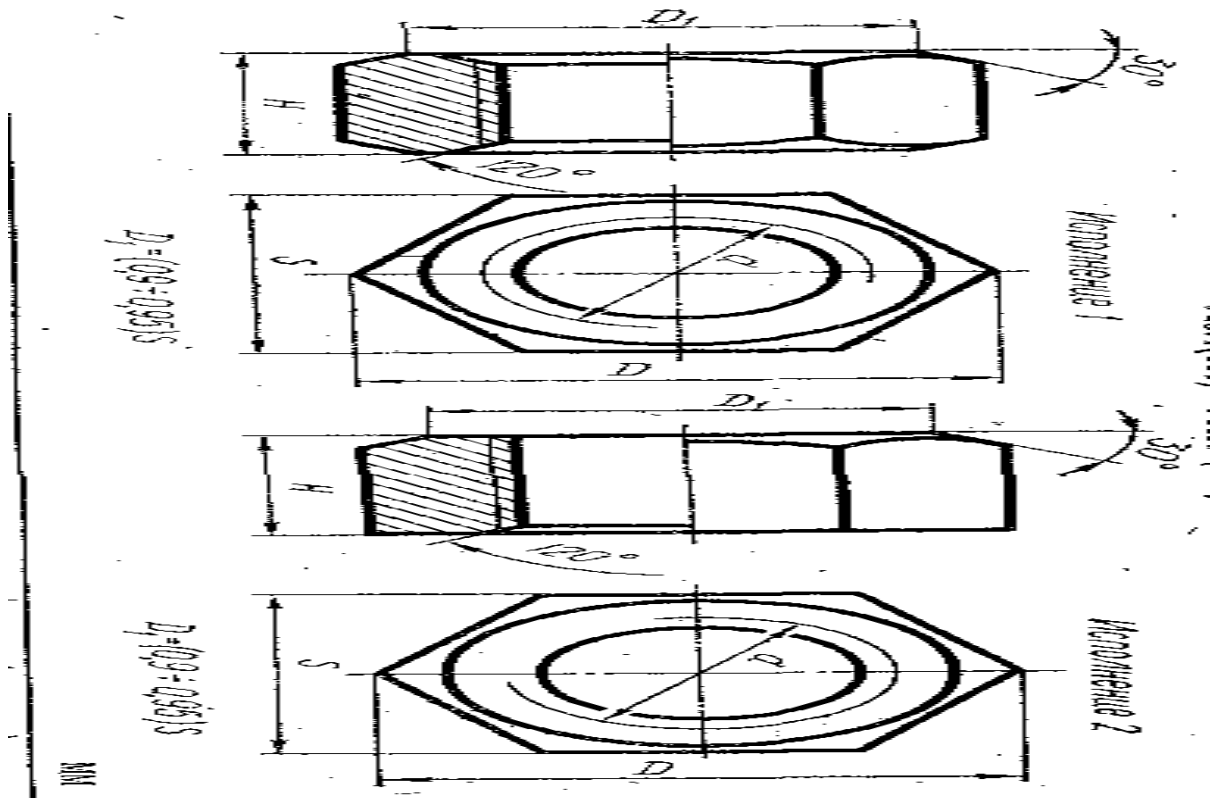


Рисунок 10

Таблица 10
Гайка М12 ГОСТ 5915–70
Пример обозначения:
Гайка 2М12 ГОСТ 5915–70

Задание 2: Оформить сборочный чертеж резьбового соединения (рисунки 11-16)

Норма времени: 45 мин

Методические указания:

1. Подобрать масштаб и перерисовать по указанным размерам свой вариант сборочной единицы. Применяя условные соотношения для вычерчивания крепежных деталей (таблица 1), разработать сборочный чертеж соединений болтом, винтом и шпилькой. Нанести необходимые размеры, ориентируясь на образец (рисунок 73).
2. На отдельном листе формата А4 составить спецификацию к сборочному чертежу (рисунок 74). При этом особое внимание обратить на условное обозначение стандартных крепежных деталей.

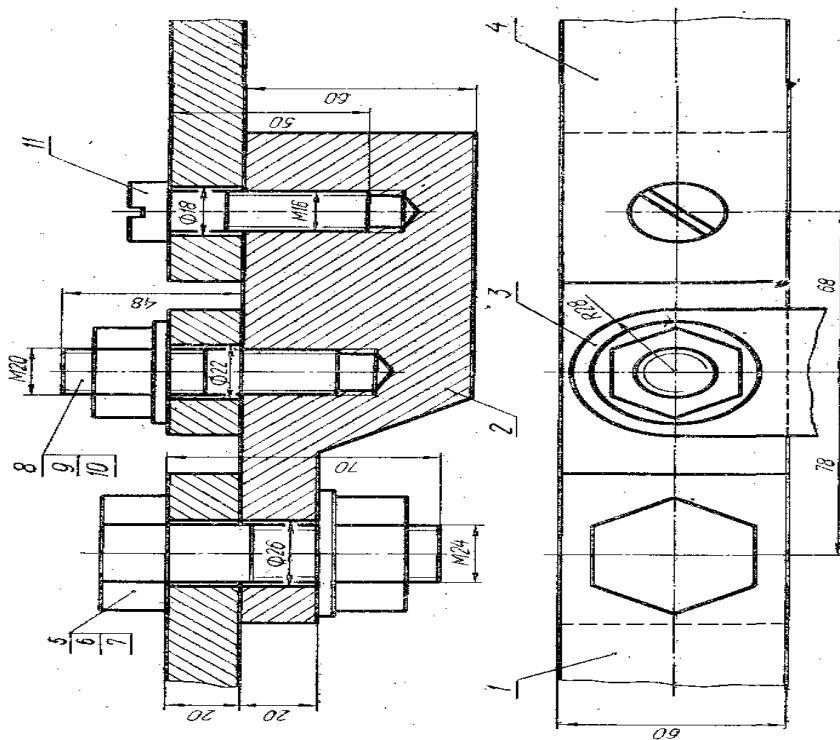


Рисунок 11

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание																					
А3				<u>Документация</u>																							
			ЖМТЧ.040014.000 СБ	Сборочный чертеж																							
				<u>Детали</u>																							
		1	ЖМТЧ.040014.001	Крышка	1																						
		2	ЖМТЧ.040014.002	Корпус	1																						
		3	ЖМТЧ.040014.003	Тяга	1																						
		4	ЖМТЧ.040014.004	Планка	1																						
				<u>Стандартные изделия</u>																							
		5		Болт М24х70 ГОСТ 7798-70	1																						
		6		Гайка М24 ГОСТ 5915-70	1																						
		7		Шайба 24 ГОСТ 11371-78	1																						
		8		Шпилька М20х48 ГОСТ 22034-78	1																						
		9		Гайка М20 ГОСТ 5915-70	1																						
		10		Шайба 20 ГОСТ 11371-78	1																						
		11		Винт М16х50 ГОСТ 1491-80	1																						
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 10%; height: 20px;">Изм./лист</td> <td style="width: 10%;">№ докум.</td> <td style="width: 10%;">Подпись</td> <td style="width: 10%;">Дата</td> <td colspan="3" rowspan="2" style="text-align: center; vertical-align: middle;">Соединения резьбовые</td> </tr> <tr> <td>Разраб.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td style="width: 10%;">Литера</td> <td style="width: 10%;">Лист</td> <td style="width: 10%;">Листов</td> </tr> <tr> <td>Проб.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">1</td> </tr> </table>							Изм./лист	№ докум.	Подпись	Дата	Соединения резьбовые			Разраб.				Литера	Лист	Листов	Проб.						1
Изм./лист	№ докум.	Подпись	Дата	Соединения резьбовые																							
Разраб.							Литера	Лист	Листов																		
Проб.						1																					

Рисунок 12. Спецификация

Таблица 1
 Параметры крепежных деталей
 $d_1=d$

Для деталей из чугуна
 $l_1=1,25d$

Длина стержня болта, шпильки, винта
 Выбирают конструктивно

D_b
 Диаметр цилиндрической головки винта
 $D_b=1,5d$

R
 Радиус дуги головки винта с полукруглой головкой
 $R=0,8d$

b
 Ширина шлица головки винта
 $b=0,2d$

Глубина шлица винта

e
 С цилиндрической головкой
 $e=0,25d$

e_1
 С полукруглой головкой
 $e_1=0,4d$

1 — тяга; 2 — корпус (чугун); 3 — пластина;
 4 — крышка

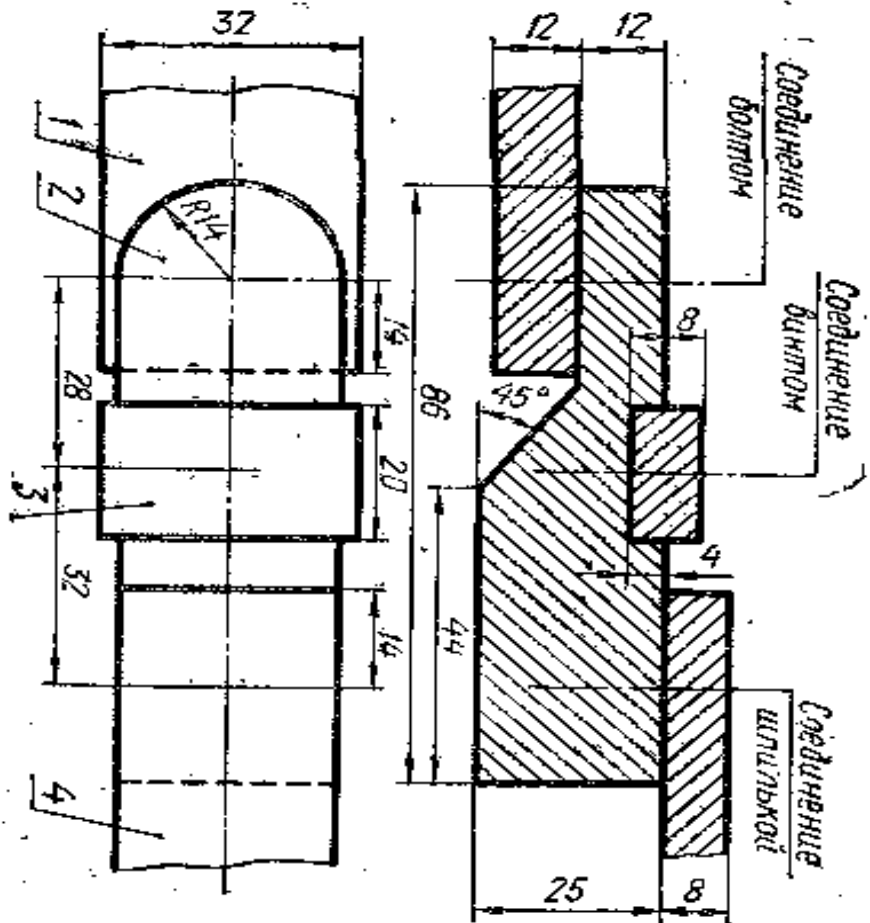


Рисунок 13
Таблица 3
Рисунок 14
Таблица 4
Рисунок 15
Таблица 5
Рисунок 16
Таблица 6

Практическая работа № 2

Тема: Шпоночные соединения-подбор, расчет

Задание

1. Изучить систему допусков и посадок шпоночных соединений.
2. Изучить методику расчета допусков и посадок шпоночных соединений.
3. Определить допуски и предельные размеры элементов шпоночного соединения.
4. Изобразить графически схему расположения полей допусков.
5. Представить сборочный чертеж шпоночного соединения.

Материальное обеспечение: Методические указания, Задание (приложение),
Справочный материал.

Организация работы

Каждому студенту в соответствии с его вариантом (*приложение*) выдается задание: Для шпоночного соединения (шпонка призматическая, исполнения А, соединение свободное) по заданному диаметру вала и длине шпонки (*приложение*) определить допуски и предельные размеры всех элементов соединения, а также дать схему расположения полей допусков по ширине шпонки b и сборочный чертеж шпоночного соединения.

Студент производит расчеты, рисует схему расположения полей допусков по ширине шпонки b и сборочный чертеж шпоночного соединения, по результатам выполнения расчетно-практической работы оформляет отчет.

Система допусков и посадок шпоночных соединений

В машиностроении наибольшее применение получили соединения с призматическими шпонками. Размеры этих шпонок и шпоночных пазов нормируются ГОСТ 23360-78. Предельные отклонения размеров призматических шпонок по ширине и высоте установлены для трех исполнений шпонок, а именно: с закруглениями по обоим концам (исполнение А), прямоугольным (исполнение В) и с закруглением на одном конце (исполнение С) – **рис.17**.

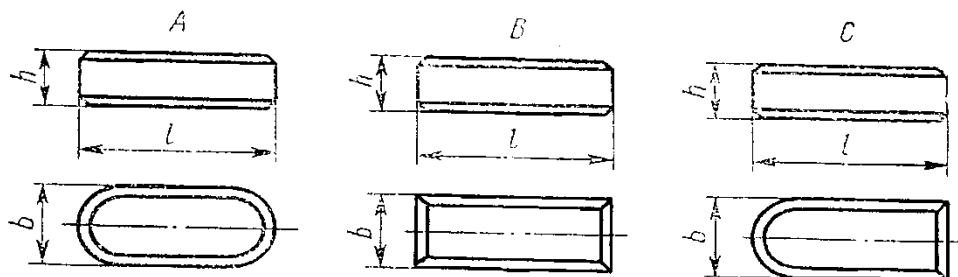


Рис. 17. Исполнения шпонок

Предельные отклонения размеров (**рис.18**) нормируются ГОСТ 23360-78. Выбор посадки производят в зависимости от характера соединения и от вида производства, для которого она предназначена.

Предельные отклонения размеров по ширине b шпоночных соединений с призматическими шпонками представлены в **табл.1**:

Таблица 1

Рис. 18. Размеры по ширине и глубине паза, вала и втулки

Схема расположения полей допусков по ширине шпонки ($b = 10$ мм) показана на **рис.19**
Предельные отклонения несопрягаемых размеров соединения с призматическими шпонками представлены в **табл.2**:

Таблица 2

0
+0,2
0
+0,3
0

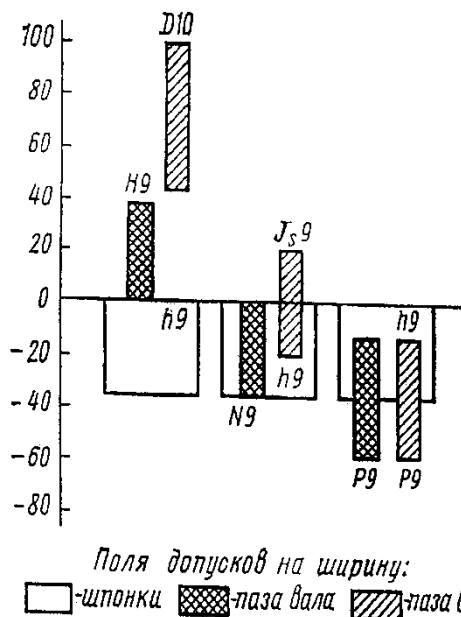


Рис.19 Схема расположения полей допусков по ширине шпонки

Пример выполнения расчетно-практической работы

Для шпоночного соединения (шпонка призматическая, исполнения А, соединение свободное) определить допуски и предельные размеры всех элементов соединения, а также дать схему расположения полей допусков по ширине шпонки b и сборочный чертеж шпоночного соединения.

Диаметр вала $d = 36$ мм, длина шпонки $l = 70$ мм.

6.1. Номинальные значения элементов шпоночного соединения определяются по ГОСТ 23360-78 (**табл. 4.64** [1]):

$b = 10$ мм;
 $h = 8$ мм;
 $t_1 = 5$ мм;
 $t_2 = 3,3$ мм;
 $(d - t_1) = 31$ мм;
 $(d + t_2) = 39,3$ мм.

6.2. Допуски глубин пазов вала и втулки определяются по ГОСТ 23360-78 (**табл. 2**), допуски высоты и длины шпонки, а также длины паза вала под шпонку – по ГОСТ 25347-82 (**табл. 1.35, 1.43** [1]):

глубина паза вала $t_1 = 5^{+0,200}$ мм;
 глубина паза втулки $t_2 = 3,3^{+0,200}$ мм;
 высота шпонки $h = 8h11 = 8_{-0,090}$ мм;
 длина шпонки $l = 70h14 = 70_{-0,740}$ мм;
 длина паза вала под шпонку $l_1 = 70H15 = 70^{+1,200}$ мм.

6.3. Допуски на размеры шпонки, паза вала и паза втулки по ширине шпонки b определяются по ГОСТ 23360-78 (**табл. 1**) и ГОСТ 25347-82 (**табл. 1.35, 1.36** [1]):
 ширина шпонки $10h9 = 10_{-0,036}$ мм;

ширина паза вала 10H9 = $10^{+0,036}$ мм;
 ширина паза втулки 10D10 = $10^{+0,098}$ мм.

6.4. Схема расположения полей допусков представлена на **рис. 20**

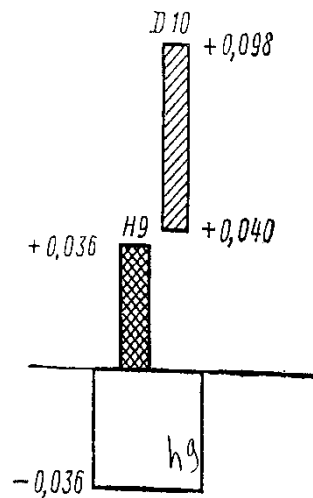


Рис. 20 Схема расположения полей допусков

6.5. Сборочный чертеж шпоночного соединения представлен на **рис. 21**

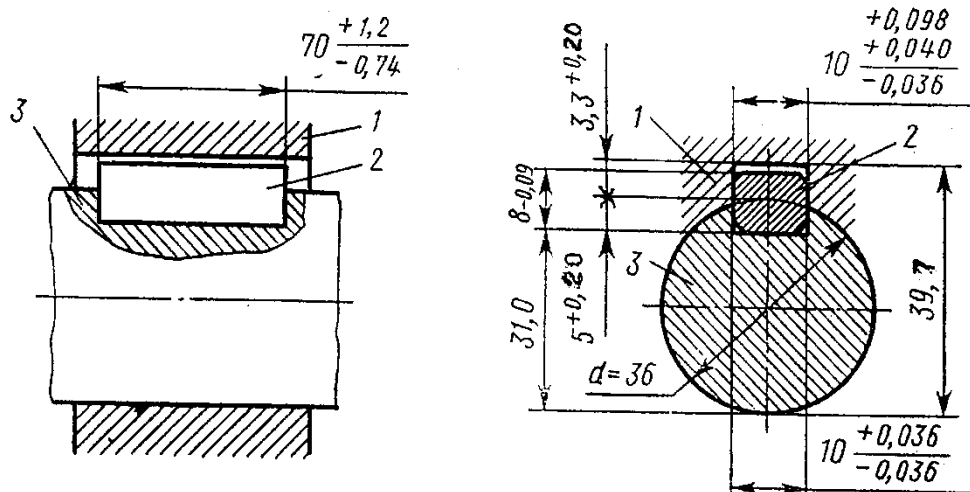


Рис.21 Сборочный чертеж шпоночного соединения
 1 – втулка 2 – шпонка 3 – вал

Варианты заданий
 на проведение расчетно-практической работы

Практическая работа № 3

Тема: Подбор и расчет заклепок

Задание Произведите подбор и расчет заклепок

Норма времени: 45 мин

Краткие теоретические и учебно-методические материалы по теме практической работы

Причинами разрушения заклёпочного соединения могут быть: срез заклёпок, смятие листов и заклёпок, разрыв листа в сечении, разрушение кромки листа.

При расчёте принимаются допущения о равномерности распределения нагрузки между заклёпками, об отсутствии концентрации напряжений у отверстий и о равномерности распределения давлений по боковой поверхности заклёпки.

Заклёпочное соединение, нагруженное силой P , рассчитывают:

а) на срез заклёпок:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P}{m \cdot k \left(\frac{\pi d^2}{4} \right)} \leq [\tau]_{\text{ср}}$$

где τ – число срезов одной заклёпки,

d – диаметр отверстия под заклёпку, несколько больший диаметра не поставленной заклёпки; m – число заклёпок по одну сторону стыка;

б) на смятие между заклёпками и соединяемыми элементами:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{m d \delta_{\text{min}}} \leq [\sigma]_{\text{см}}$$

в) на растяжение соединяемых элементов и накладок

$$\delta_{\text{ср}} = \frac{N}{F_{\text{нетто}}} \leq [\delta]$$

где F – продольная сила, возникающая в проверяемом сечении;

$F_{\text{нетто}}$ – площадь этого сечения с учётом ослабления его отверстия под заклёпки;

г) на срез заклёпкой край листа

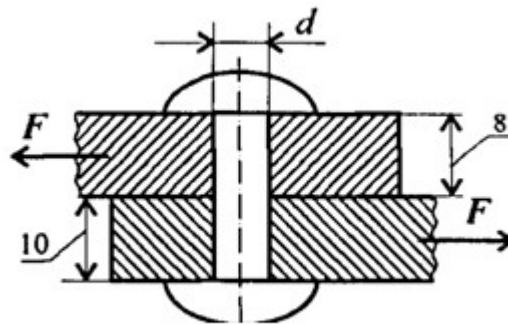
$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P}{2 \left(1 - \frac{d}{2} \right) m \delta_{\text{min}}} \leq [t]$$

Пример по выполнению практической работы

Определить потребное количество заклепок для передачи внешней нагрузки 120 кН, Заклепки расположить в один ряд. Проверить прочность соединяемых листов. Известно: $[\sigma] = 160$ МПа:

$[\sigma_{\text{ст}}] = 300$ МПа; $[\tau_{\text{с}}] = 100$ МПа; диаметр заклепок 16 мм,

1. Определить количество заклепок из расчета на сдвиг.



Условие прочности на сдвиг:

$$\tau_{\text{с}} = \frac{Q}{A_{\text{с}}} \leq [\tau_{\text{с}}]; Q = \frac{F}{z};$$

где $A_{\text{с}} = \pi \cdot r^2$;

z - количество заклепок.

Откуда $z \geq \frac{F}{A_{\text{с}} [\tau_{\text{с}}]}; z = \frac{120 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 8^2 \cdot 100} = 5.97 \approx 6.$

Таким образом, необходимо 6 заклепок.

2. Определить количество заклепок из расчета на смятие. Условие прочности на смятие:

$$\sigma_{\text{сМ}} = \frac{F'}{A_{\text{сМ}}} \leq [\sigma_{\text{сМ}}]; \quad F' = \frac{F}{z}; \quad z \geq \frac{F}{A_{\text{сМ}}[\sigma_{\text{сМ}}]},$$

$A_{\text{сМ}} = d\delta_{\text{min}}$; F' — нагрузка на одну заклепку.

$$\text{Откуда } z \geq \frac{120 \cdot 10^3}{8 \cdot 16 \cdot 300} = 3,12.$$

Таким образом, необходимо 4 заклепки.

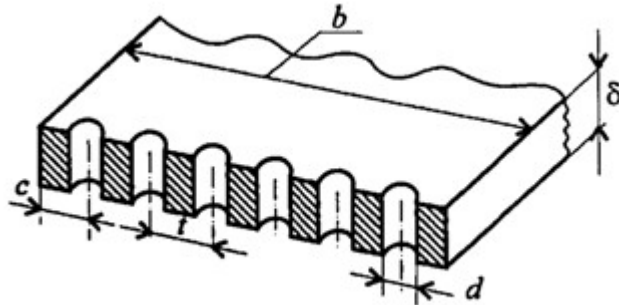
Для обеспечения прочности на сдвиг (срез) и смятие необходимо 6 заклепок.

Для удобства установки заклепок расстояние между ними и от края листа регламентируется.

Шаг в ряду (расстояние между центрами) заклепок $3d$; расстояние до края $1,5d$.

Следовательно, для расположения шести заклепок диаметром 16 мм необходима ширина листа 288 мм. Округляем величину до 300 мм ($\delta = 300$ мм).

3. Проверим прочность листов на растяжение. Проверяем тонкий лист. Отверстия под заклепки ослабляют сечение, рассчитываем площадь листа в месте, ослабленном отверстиями.



$$A = (b - zd) \cdot \delta = (300 - 6 \cdot 16) \cdot 8 = 1632 \text{ мм}^2.$$

Условие прочности на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{N}{A} \leq [\sigma_p]; \quad \sigma_p = \frac{120 \cdot 10^3}{1632} = 73,53 \text{ МПа}.$$

$73,53 \text{ МПа} < 160 \text{ МПа}$. Следовательно, прочность листа обеспечена.

Задания для практического занятия:

Проверить заклёпочное соединение встык с двумя накладками толщиной $\delta_n = 7$ мм, толщина двух полос $\delta = 12$ мм.

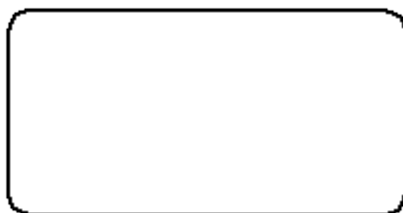
1. По условию задачи тип заклёпочного шва и диаметр заданы, поэтому можно перейти к определению числа заклёпок.

2. Выбираем допускаемые напряжения.

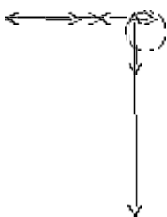
3. Определяем число заклёпок из условия прочности на срез. Число плоскостей среза $K = 2$.

$$m \geq \frac{P}{[\tau]_{\text{ср}} k \cdot \pi d^2 / 4}$$

П
е
|
b
Р
Р



e1
|



t

олученное число округляем до ближайшего целого числа и определяем количество заклёпок по одну сторону соединения.

4. Проверяем прочность заклёпочного шва на смятие. Сравниваем расчётное напряжение с допускаемым.

$$\sigma_{см} = P/md\delta \leq [\delta]_{см}$$

5. Выбираем конструкцию шва и его размеры. Примем двухрядное шахматное расположение заклёпок: две заклёпки в первом ряду, три заклёпки во втором ряду; тогда шаг заклёпок:

$$t = 3d$$

Расстояние центров первого ряда заклёпок от края листа:

$$l = 1,5d$$

Расстояние между рядами:

$$l_1 = 2d$$

6. Проверяем прочность полосы на растяжение по сечению I-I

$$\sigma_p = P/(b - 3d)\delta$$

Следовательно, принятое расположение заклёпок рациональное.

7. Вывод.

Основной материал (соединяемые листы, уголки и т. п.)

Заклёпка и соединяемые листы

Срез $[\tau]_{ср}$

Растяжение $[\sigma]_p$

Срез $[\tau]_{ср}$

Смятие $[\sigma]_{см}$

100

140

90

280

140

160

100

320

Контрольные вопросы

1. Какие бывают заклёпки по форме головок, и какие материалы применяют для их изготовления?
2. Как классифицируются заклёпочные соединения по назначению и конструкции?
3. Как выполняется процесс клёпки?
4. Каков недостаток заклёпочных швов внахлёстку?
5. Что называется коэффициентом прочности заклёпочного шва?

Тема: Расчет и подбор ременных передач

Задание Произведите расчет и подбор ременных передач

Норма времени: 45 мин

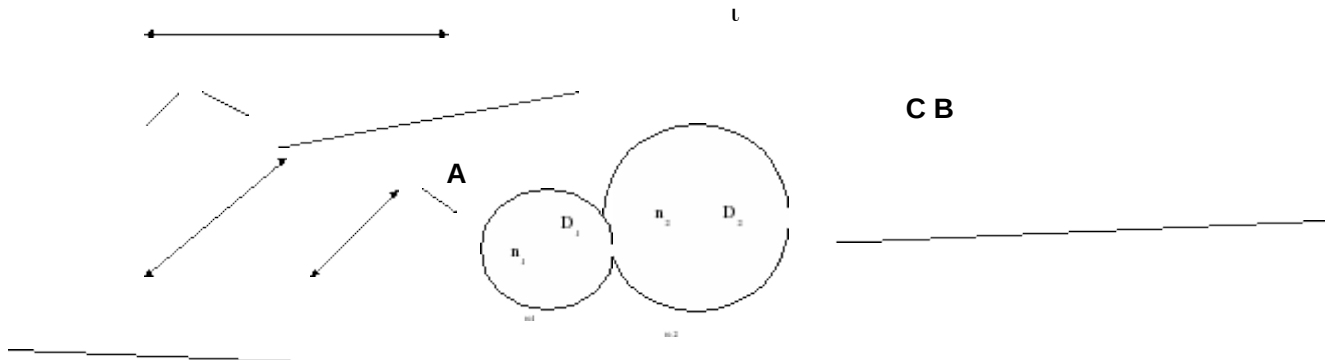
Краткие теоретические и учебно-методические материалы по теме практической работы

На рисунке представлена схема открытой ременной передачи, состоящей из ведущего А, ведомого В, шкивов и ремня С (прямоугольного, клинового или круглого сечения), охватывающего шкивы.

Передаточное число ременной передачи определяется по формуле

$$u = \omega_1 / \omega_2 = D_2 / [(1 - \varepsilon) D_1] \approx (1 + \varepsilon) D_2 / D_1$$

Основной критерий работоспособности ременной передачи – тяговая способность, т.е. возможность передавать требуемую нагрузку без буксования.



Пример по выполнению практической работы

1. Определить диаметр малого шкива

$$D_1 = 110 \sqrt[3]{\frac{P}{n_{дв}}} = \underline{\hspace{10em}}$$

2. Определить передаточное число

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \underline{\hspace{10em}}$$

3. Определить диаметр шкива

$$D_2 = D_1 (1 - \varepsilon) \cdot u = \underline{\hspace{10em}}$$

4. Проверить скорость ремня

$$V = \frac{n_1 \cdot D_1}{6 \cdot 100} = \underline{\hspace{10em}}$$

5. Определить межосевое расстояние

$$A = (D_1 + D_2) \cdot (1.5 \div 2) = \underline{\hspace{10em}}$$

1. Определить угол обхвата

$$d = 180^\circ - A \cdot \frac{D_2 - D_1}{D_2 + D_1} = \underline{\hspace{10em}}$$

2. Определить длину ремня

$$L = 2A + \pi \left[\frac{D_1 + D_2}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4(D_1 + D_2)} \right] = \underline{\hspace{10em}}$$

3. Определить окружную силу и момент передаваемый ремнём

$$M = 9,55 \frac{N}{n_{дв}} = \frac{N}{2M}$$

$$P = \frac{P}{D_1}$$

4. Сделать подбор сечения ремня и определить сечения в ветвях
=0.4ммδ b=20мм

$$S_0 = \delta \cdot b = \underline{\hspace{10cm}}$$

5. Определить усилия в ветвях лентопротяжного механизма

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2}; S_2 = S_0 - \frac{P}{2}$$

Задания для практического занятия:

Рассчитать лентопротяжный механизм привода вала пакета дисков

1 вариант 3 вариант 4 вариант

N=370Вт N=380Вт N=385Вт

$n_{дв}=2700 \cdot 10^{-3}=2.7$ мин $n_{дв}=2800 \cdot 10^{-3}=2.8$ мин $n_{дв}=2850 \cdot 10^{-3}=2.85$ мин

$n_n=2400 \cdot 10^{-3}=2.4$ мин $n_n=2500 \cdot 10^{-3}=2.5$ мин $n_n=2300 \cdot 10^{-3}$ мин

2 вариант 5 вариант

N=375Вт N=360Вт

$n_{дв}=2750 \cdot 10^{-3}=2.75$ мин $n_{дв}=2600 \cdot 10^{-3}=2.6$ мин

$n_n=2450 \cdot 10^{-3}=2.45$ мин $n_n=2400 \cdot 10^{-3}=2.4$ мин

Коэффициент скольжения $\epsilon=(0.01 \div 0.02)$

Контрольные вопросы

1. Чем осуществляется гибкая связь?
2. Передаточное число ременной передачи?
3. Достоинства и недостатки передачи.

Практическая работа № 5

Тема: Расчет и подбор цепных передач

Задание Произведите расчет и подбор цепных передач

Норма времени: 45 мин

Большинство отказов работы цепей связано с износом их шарниров. Поэтому в основу приведенных расчетов положено ограничение давления в шарнире.

Размерность всех величин дана в международной системе единиц СИ. Величины со знаком ' (штрих) - предварительные, они подлежат в дальнейшем уточнению.

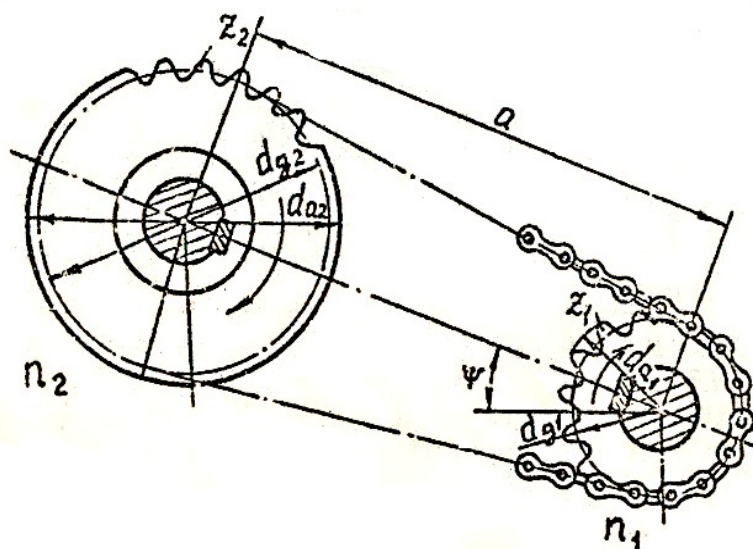
1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.

1. Крутящий момент T_1 на валу ведущей звездочки, Н·м.
2. Частота вращения n_1 вала ведущей звездочки, мин⁻¹.
3. Передаточное число u цепной передачи, $u_{max}=7$.

(В объектах курсовых проектов по предмету «Детали машин»)

передаточное число цепной передачи не следует назначать более 2...2,5).

4. Прочие данные, характеризующие условия эксплуатации цепного привода: наклон передачи, характер нагрузки, режим работы и т.п.



2. ПОРЯДОК ВЫБОРА ЦЕПИ.

2.1. Назначение типа цепи. В цепных приводах наибольшее распространение получили цепи типа ПР - приводные роликовые. Во всех случаях следует отдавать предпочтение однорядным цепям. Применение трех- и четырехрядных цепей нежелательно, так как они дороги и требуют повышенной точности изготовления звездочек и монтажа привода. Однако многорядные цепи позволяют выбрать цепь с меньшим шагом и, следовательно, уменьшить радиальные размеры звездочек передачи и снизить уровень шума ее работы.

2.2. Предварительное значение шага однорядной цепи определяется (в мм) по формуле

$$P' \approx 4,5\sqrt[3]{T_1}$$

Полученные значения шага округляют до ближайшего по стандарту и находят (см. табл. 1) значение площади проекции опорной поверхности шарнира однорядной цепи, соответствующее этому шагу.

Таблица 1.

Цепи приводные роликовые однорядные по ГОСТ 13568-75.

Примечание. В табл. 1 величина А - площадь проекции опорной поверхности шарнира однорядной цепи. .

Цепи, отмеченные знаком *, изготавливают также двухрядными и трехрядными, при этом их нагрузочная способность возрастает почти пропорционально числу рядов, что учитывают коэффициентом m_p (см. стр. 4).

Обозначения шин расшифровываются следующим образом. Например, ПР-25,7-5670 -

цепь приводная роликовая с шагом $P=25,4$ мм и разрушающей нагрузкой 5670 кгс (56700 Н).

2.3. Назначение основных параметров цепной передачи производится в приводимом ниже порядке.

а) Число зубьев z_1 ведущей звездочки. Число зубьев звездочек оказывает большое влияние на работоспособность цепной передачи. С увеличением числа зубьев звездочки уменьшаются размеры передачи и натяжение цепи, снижается сила удара цепи о зуб звездочки при входе в зацепление, уменьшается износ шарниров цепи и зубьев звездочек; снижается неравномерность движения цепи и частоты вращения ведомой звездочки. Однако при большом числе зубьев звездочки возрастает опасность соскакивания цепи даже при незначительном ее износе.

Число зубьев ведущей звездочки для передач, у которых $u \geq 5$, определяют по эмпирической формуле

$$z_1 = 29 - 2u$$

Если есть ограничение диаметрального размера большей звездочки, то число зубьев ведущей звездочки

$$z_1' \approx \frac{\pi \cdot d_{\text{дз}}'}{u \cdot P}$$

где $d_{\text{дз}}'$ - желательный делительный диаметр большей звездочки. Значение z_1' должно быть не менее определенного по приведенной выше эмпирической формуле.

Если оно значительно меньше, то следует, если это возможно, уменьшить передаточное число цепной передачи или шаг цепи. Последнее может быть достигнуто за счет увеличения рядности цепи. В крайнем случае, если передача

тихоходная, т.е. $n_1 < 100$ мин⁻¹, можно допустить уменьшение числа зубьев z_1 до 15.

Число зубьев звездочек желательно назначать из ряда простых или нечетных чисел, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному износу передачи.

б) Межосевое расстояние a , если нет ограничения, принимают равным $(30 \dots 50)P$.

в) Наклон передачи. Если угол β наклона передачи не задан, то его приближенное значение можно получить из чертежа компоновки привода.

г) Смазывание цепи. Непрерывное смазывание цепи обычно применяют при частоте вращения ведущей звездочки более 100 мин⁻¹.

2.4. Определение давления в шарнире цепи производится по формуле

$$\sigma = \frac{K_3 \cdot F_t}{A \cdot m_p} \leq [\sigma]$$

где A - площадь проекции опорной поверхности шарнира однорядной цепи, мм² (см. табл. 2);

m_p - коэффициент рядности, $m_p = 1$ при однорядной цепи, $m_p = 1,7$ при двухрядной цепи, $m_p = 2,5$ при трехрядной цепи;

$[\sigma]$ - допускаемое давление в шарнире цепи (см. табл. 2);

F_t - окружная сила, передаваемая цепью, Н; приближенное значение ее определяют по формуле

$$F_t = \frac{2\pi \cdot 10^3 \cdot T_1}{z_1 \cdot P}$$

K_σ - коэффициент, учитывающий условия эксплуатации цепи,

$$K_\sigma = K_\delta \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{рег} \cdot K_{см} \cdot K_{реж}$$

здесь K_δ - коэффициент динамичности нагрузки, $K_\delta=1$ при нагрузке без толчков и ударов (ленточные и цепные транспортеры, вентиляторы); $K_\delta=1,2 \dots 1,5$ при нагрузке с ударами небольшой интенсивности (компрессоры, автоматические печи, металло-режущие станки), $K_\delta=1,6 \dots 1,9$ при нагрузке с сильными ударами (прессы, дробилки, прокатные станы, вибраторы);

K_a - коэффициент межосевого расстояния, $K_a=0,8$ при $a \geq 80P$,

$K_a=1$ при $a=(30 \dots 50)P$, $K_a=1,25$ при $a \geq 25P$;

K_n - коэффициент наклона линии центров, $K_n=1$ при $\beta=0 \dots 60^\circ$,

$K_n=1,25$ при $\beta=60 \dots 90^\circ$;

$K_{рег}$ - коэффициент регулировки натяжения цепи, $K_{рег}=1$,

если регулировка автоматическая, $K_{рег}=1,25$ при передаче с нерегулируемым натяжением;

$K_{см}$ - коэффициент смазывания; $K_{см}=0,8$, если смазывание цепи обильное

(масляная ванна), $K_{см}=1$ при непрерывном смазывании цепи при помощи

капельницы, $K_{см}=1,5$ при нерегулярном смазывании цепи;

$K_{реж}$ - коэффициент режима, $K_{реж}=1$ при работе привода в

одну смену, $K_{реж}=1,25$ при работе привода в две смены,

$K_{реж}=1,45$ при работе привода в три смены.

Таблица 2.

Допускаемое давление в шарнире приводной цепи, в зависимости от шага и частоты вращения ведущей звездочки.

Значение давления в шарнире должно находиться в пределах:

$$0.6[\sigma] \leq \sigma \leq 1.05[\sigma]$$

Если полученное значение давления в шарнире превышает или значительно меньше

допустимого, то, меняя z_1 , P , рядность цепи или параметры, влияющие на K_σ , добиваются выполнения указанного условия.

Для принятой цепи из справочника выписывают ее обозначение и ее основные параметры: шаг, диаметр ролика (для втулочных цепей - диаметр втулки), расстояние между внутренними пластинами, наибольшую ширину звена, ширину внутренней пластины (все это необходимо для конструирования звездочек).

2.5. Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2' = u \cdot z_1$$

Значение z_2' округляют до целого, желательно нечетного числа z_2 . Число зубьев большей звездочки не должно превосходить 120. Ограничение связано с увеличением шага цепи при ее износе. При большом числе зубьев звездочки его обстоятельство приводит к соскакиванию цепи со звездочки.

2.6. Уточнение передаточного числа цепной передачи. Этот расчет выполняют только в том случае, если значение числа зубьев z_2' ведомой звездочки было округлено. Передаточное число цепной передачи

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

2.7. Частота вращения ведомого вала

$$n_2 = \frac{n_1}{u}$$

2.8. Делительный диаметр ведущей звездочки (в мм)

$$d_{g1} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}$$

2.9. Делительный диаметр ведомой звездочки (в мм)

$$d_{g2} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}$$

Примечание. Для определения размеров прочих элементов звездочек (диаметра окружности выступов, диаметра обода, ширины зуба, ширины зубчатого венца и т.п.) необходимых для разработки чертежа, см.[3] лист 184.

2.10. Межосевое расстояние, если нет ограничений, определяют по формуле $a=(30...50)P$.

2.11. Потребное число звеньев цепи

$$w' = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a'}{P} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{P}{a'}$$

Значение числа звеньев w' обычно округляют до четного числа w , так как при нечетном числе звеньев цепи приходится применять для соединения ее концов

специальные переходные звенья с изогнутыми пластинами.

2.12. Уточненное межосевое расстояние рассчитывают так:

$$a = \frac{P}{4} \left[w - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(w - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Подученное значение a для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием уменьшают приблизительно на $\Delta = (0,002...0,004) a$. Это необходимо, чтобы исключить случайное перенапряжение цепи, которое может получиться из-за радиальных биений звездочек и их валов. Межосевое расстояние a , округленное до целого числа, принимают за окончательное.

В остальных случаях, т.е. в передачах с изменяемым межосевым расстоянием, уменьшение a на величину Δ обеспечивают за счет регулировки.

2.13. Нагрузку на валы звездочек определяют по формуле

$$F_b = k_b F_t = k_b \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_g}$$

где $k_b = 1,15$ при угле наклона передачи к горизонту менее 60° ;

$k_b = 1,05$ при угле наклона передачи к горизонту более 60° .

ПРИМЕР ВЫБОРА ЦЕПИ ДЛЯ ПРИВОДА ТРАНСПОРТЕРА
Исходные данные:

$T^1 = 280 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - крутящий момент на валу ведущей звездочки;

$n_1 = 95 \text{ мин}^{-1}$ - частота вращения ведущей звездочки;

$u = 2.1$ - передаточное число цепкой передачи.

Привод работает в одну смену; ожидаемый наклон передачи к горизонту около 50° . Желательно, чтобы делительный диаметр ведомой звездочки не превышал 430 мм.

Решение

1. Назначим однорядную роликовую цепь типа ПР.
2. Предварительное значение шага для однорядной цепи

$$P^1 = 4.5 \sqrt[3]{T^1} = 4.5 \sqrt[3]{280} = 29,44 \text{ мм.}$$

Ближайшее значение шагов по стандарту:

$$P = 31,75 \text{ мм; значение } A = 262 \text{ мм}^2;$$

$$P = 25,4 \text{ мм; значение } A = 179,7 \text{ мм}^2.$$

3. Назначение основных параметров:

а) число зубьев ведущей звездочки.

Найдем рекомендуемое число зубьев z_1 , в зависимости от передаточного числа;

$$z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 2,1 = 24,8 \approx 25$$

Найдем число зубьев z_1 из условия: делительный диаметр ведомой звездочки не должен превышать 410 мм:

$$z_1 = \frac{\pi d'_{g2}}{uP}$$

Цепь с шагом $P=31,75$ мм.

$$\text{Тогда } z_1 = \frac{3,14 \cdot 430}{2,1 \cdot 31,75} = 20,25$$

Полученное значение меньше рекомендуемого. Следовательно, эту цепь применять нежелательно

Цепь с шагом $P=25,4$ мм.

$$\text{Тогда } z_1 = \frac{3,14 \cdot 430}{2,1 \cdot 25,4} = 25,3$$

Для этой цепи можно назначить $z_1 = 25$, что согласуется с рекомендуемым значением.

Далее расчет будем вести для цепи с шагом $P=25,4$ мм;

б) межосевое расстояние.

Примем, что $a = 40P$;

в) наклон передачи по условию – около 50° ;

г) примем, что смазывание цепи нерегулярное. Цепь будут смазывать периодически при помощи кисти.

4. Определение давления в шарнире.

Найдем значение коэффициента K^\ominus ;

$K^D = 1,2$ - нагрузка с небольшими ударами;

$K_a = 1$ - оптимальное межосевое расстояние;

$K_\mu = 1$ - наклон передачи менее 60° ;

$K_{рез} = 1,25$ - передача с нерегулируемым натяжением цепи;

$K_{см} = 1,5$ - смазывание цепи нерегулярное;

$K_{реж} = 1$ - работа в одну смену;

$$K_3 = 1,2 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1$$

Окружная сила, передаваемая цепью,

$$F_t = \frac{2\pi \cdot 10^3 \cdot T_1}{z_1 \cdot P} = \frac{6,28 \cdot 10^3 \cdot 280}{25 \cdot 25,4} = 2769 \approx 2770 \text{ Н.}$$

Давление в шарнире однорядной цепи

$$\sigma = \frac{K_3 \cdot F_t}{A \cdot m_{мм}} = \frac{2,25 \cdot 2770}{179,7 \cdot 1} = 34,68 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} > [\sigma] = 32,5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Однорядная цепь не подходит.

Найдем давление в шарнире для двухрядной цепи при $m = 1,7$:

$$\sigma = \frac{2,25 \cdot 2770}{179,7 \cdot 1,7} = 20,4 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} < [\sigma].$$

Для дальнейших расчетов принимаем двухрядную цепь 2ПР-25,4-11340.

Ее параметры: шаг $P = 25,4$ мм, диаметр ролика $d_1 = 15,88$ мм, расстояние между внутренними пластинами $B_{вн} = 15,88$ мм, ширина внутренней пластины

$h = 24,13$ мм, расстояние между рядами $A^p = 29,29$ мм*, наибольшая ширина звена $b = 68$ мм.

* По ГОСТ 13568-75 параметр A^p обозначен A

5. Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = u \cdot z_1 = 2,1 \cdot 25 = 52,5. \text{Принимаем } z_2 = 53.$$

6. Частота вращения ведомой звездочки

$$n_{\text{в}} = \frac{n_1}{u} = \frac{95}{2,1} = 45,24 \text{ }^{-1}.$$

7. Делительный диаметр ведущей звездочки

$$d_{\text{мш}} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 202,66$$

8. Диаметр окружности выступов ведущей звездочки

$$d_{a1} = P \cdot \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1}\right) = 25,4 \cdot \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{25}\right) = 213,76$$

9. Делительный диаметр ведомой звездочки

$$d_{\text{д2}} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{53}} = 428,757$$

10. Диаметр окружности выступов ведомой звездочки

$$d_{a2} = P \cdot \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_2}\right) = 25,4 \cdot \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{53}\right) = 440,70$$

11. Диаметр обода ведущей звездочки (наибольший)

$$d_{c1} = P \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} - 1,3 \cdot h = 25,4 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{25} - 1,3 \cdot 24,13 = 169,69$$

Принимаем $d_{c1} = 165$ мм.

12. Диаметр обода ведомого звездочки (наибольший)

$$d_{c2} = P \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} - 1,3 \cdot h = 25,4 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{53} - 1,3 \cdot 24,13 = 396,64$$

Принимаем $d_{c2} = 380$ мм.

13. Ширина зуба звездочки

$$b_1 = 0,90 \cdot b_{\text{вн}} = 0,90 \cdot 15,88 = 14,14 \text{ мм.}$$

14. Ширина зубчатого венца звездочки

$$B = 29,29 + 14,14 = 43,4 \text{ мм.}$$

15. Межосевое расстояние

$$a' = 40 \cdot P = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм.}$$

16. Потребное число звеньев цепи

$$w' = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a'}{P} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{P}{a'} = \frac{25 + 53}{2} + \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \left(\frac{53 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \frac{25,4}{1016} = 119,5$$

Принимаем $w = 120$.

17. Уточненное межосевое расстояние

$$a' = \frac{P}{4} \left[w - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(w - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{25,4}{4} \left[120 - \frac{25 + 53}{2} + \sqrt{\left(120 - \frac{25 + 53}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{53 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1034,89 \text{ мм.}$$

Полученное значение a' уменьшаем на $\Delta = (0,002 \dots 0,004) a' =$
 $= (0,002 \dots 0,004) \cdot 1034,89 = 2,07 \dots 4,14 \text{ мм}$. Окончательное значение межосевого
 расстояния:

$$a = a' - \Delta = 1034,89 - \Delta = 1032 \text{ мм.}$$

18. Нагрузка на валы звездочек

$$F_g \approx F_g \cdot k_g = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_{g1}} = 1,15 \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 280}{202,66} = 3178 \text{ Н.}$$

Практическая работа № 6

Тема: Расчет зубчатых передач

Задание Произведите расчет зубчатых передач

Норма времени: 45 мин

Порядок выполнения задания

1. С помощью генератора индивидуальных заданий (см. табл. 6) выберите исходные данные для расчета зубчатой передачи, показанной на рис. 22. Выбор осуществляется по буквам в фамилии студента.

Из табл. 3.7 выбираются следующие исходные данные:

n_1 , об/мин – частота вращения ведущего звена;

N , кВт – передаваемая мощность через передачу;

A_w , м – межосевое расстояние между звеньями передачи;

i – передаточное отношение от ведущего звена к ведомому.

Например, для студента **Иванов** будут выбраны следующие исходные данные: $n_1 = 2000$ об/мин; $N = 20$ кВт; $A_w = 0,2$ м; $i = 2$.

Содержание задания: По исходным данным рассчитать шестеренную передачу: определить диаметры, ширину колес и нагрузку на валы. Рассчитать на прочность зубья передачи.

2. Изучите теорию по расчету зубчатых передач [9, 10].

фамилии

n_1 , об/мин

N , кВт

A_w , м

і
А
Л
Х
4000
10
0,1
1
Б
М
Ц
3500
15
0,15
1,5
В
Н
Ч
3000
20
0,2
2
Г
О
Ш
2500
25
0,25
2,5
Д
П
Щ
2000
30
0,3
3
Е
Р
ЬЪ
1500
35
0,25
3,5
Ж
С
Ы
1000
40
0,2
4
3
Т
Э
1500
45
0,15
4,5
И
У
Ю

2000
50
0,1
5
К
Ф
Я
2500
55
0,15
5,5

1
2
3
4

Номер буквы в фамилии

3. Выполните расчет зубчатой цилиндрической передачи и определите ее геометрические параметры в соответствии со справочником конструктора-машиностроителя [2, том 2, стр. 551-603].

Таблица 6

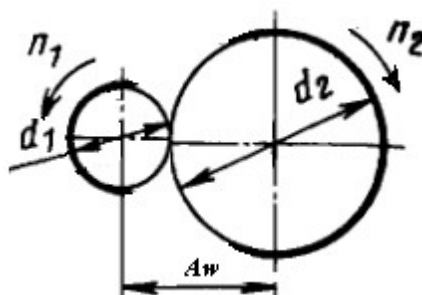


Рис. 22. Схема цилиндрической зубчатой передачи

4. Результаты расчета оформите в виде отчета и защитите у преподавателя. Защита практической работы заключается в ответе студента на вопросы для контроля и дополнительные вопросы преподавателя.

4. Вопросы для контроля

1. Расскажите порядок проектирования зубчатой цилиндрической передачи.
2. Назовите критерии работоспособности передачи.
3. Перечислите типы зубчатых передач и назовите их преимущества и недостатки.
4. Назовите конструктивные параметры зубчатых передач.

Практическая работа № 7

Тема: Расчет червячной передачи

Задание Произведите расчет червячной передачи

Норма времени: 45 мин

Исходные данные: мощность на червяке $P_1 = 3$ кВт; крутящий момент на червяке $T_1 = 30,2$ Н·м; крутящий момент на червячном колесе $T_2 = 442$ Н·м; частота вращения червяка $n_1 = 960$ об/мин; частота вращения червячного колеса $n_2 = 52,2$ об/мин; передаточное число $u = 18,4$. Срок службы передачи $L = 10$ лет, коэффициенты годового и суточного использования соответственно $K_{год} = 0,8$ и $K_{сут} = 0,3$.

Выбор кинематической схемы червячного редуктора

Так как $n_1 < 1000$ об/мин, принимаем нижнее расположение червяка.

Выбор числа витков червяка

Для передаточного числа $u = 18,4$ принимаем $Z_1 = 2$.

Определение числа зубьев червячного колеса

$$Z_2 = Z_1 \cdot u = 2 \cdot 18,4 = 36,8.$$

Принимаем $Z_2 = 36$.

Определение приближённого значения скорости скольжения

$$V_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 960 \cdot \sqrt[3]{442} = 3,3 \text{ м/с.}$$

Выбор материалов и допускаемых напряжений

Для червяка (см. табл. 1) выбираем сталь 40Х, закалка до 48...54 HRC, витки шлифованные и полированные.

Для венца червячного колеса при $V_s = 3,3$ м/с выбираем (см. подразд. 1.5.1) безоловянную бронзу БрА9Ж4 ($\sigma_T = 200$ МПа; $\sigma_B = 400$ МПа). Допускаемое контактное напряжение для материала червячного колеса

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 - 25V_s = 360 - 25 \cdot 3,3 = 277,5 \text{ МПа.}$$

При этом значение $[\sigma_H]_0$ принято по табл. 3.

По формуле (9) определяем допускаемое напряжение изгиба.

Допускаемое напряжение изгиба для базового числа циклов перемены напряжений:

$$[\sigma_F]_0 = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B = 0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 400 = 82 \text{ МПа.}$$

Суммарный срок службы передачи:

$$t_\Sigma = L \cdot 365K_{\text{год}} \cdot 24K_{\text{сум}} = 10 \cdot 365 \cdot 0,8 \cdot 24 \cdot 0,3 = 21024 \text{ ч.}$$

Расчётное число циклов перемены напряжений:

$$N_{FE} = 60 \cdot n_2 \cdot t_\Sigma = 60 \cdot 52,2 \cdot 21024 = 65,8 \cdot 10^6.$$

Коэффициент долговечности:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}} = \sqrt[9]{10^6 / 65,8 \cdot 10^6} = 0,63.$$

Допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 K_{FL} = 82 \cdot 0,63 = 51,7 \text{ МПа.}$$

Выбор коэффициента диаметра червяка

Предварительно принимаем $q = 10$.

Определение межосевого расстояния

$$a_w = 610 \sqrt[3]{\frac{T_2}{[\sigma_H]^2}} = 610 \sqrt[3]{\frac{442}{277,5^2}} = 109,2 \text{ мм.}$$

Примем согласно стандартному ряду ближайшее большее значение $a_w = 125$ мм.

Определение модуля зацепления

$$m = \frac{2a_w}{q + Z_2} = \frac{2 \cdot 125}{10 + 36} = 5,43 \text{ мм.}$$

Примем ближайшее стандартное значение $m = 5$ мм.

Определение коэффициента смещения инструмента

$$x = a_w / m - 0,5(q + Z_2) = 125/5 - 0,5(10 + 36) = 2,0.$$

Так как x выходит за пределы рекомендуемых значений ($-1 \leq x \leq +1$), изменяем величину q . Примем из стандартного ряда $q = 12,5$, тогда

$$x = 125/5 - 0,5(12,5+36) = 0,75.$$

Определение действительной скорости скольжения
Делительный диаметр червяка:

$$d_1 = m \cdot q = 5 \cdot 12,5 = 62,5 \text{ мм.}$$

Окружная скорость червяка:

$$V_1 = \pi d_1 \cdot n_1 / 60 \cdot 1000 = 3,14 \cdot 62,5 \cdot 960 / 60 \cdot 1000 = 3,14 \text{ м/с.}$$

По табл. 5 для $q = 12,5$ и $Z_1 = 2$ угол подъема винтовой линии червяка

$$\gamma = 9^\circ 05' 25''.$$

$$\text{Тогда } V_s = V_1 \cdot \cos \gamma = 3,14 \cdot \cos 9^\circ 05' 25'' = 3,1 \text{ м/с.}$$

Определение коэффициента полезного действия червячной передачи
По табл. 6 для безоловянной бронзы при $V_s = 3,1$ м/с угол трения можно принять равным $\varphi = 2^\circ$.

Тогда

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 9^\circ 05' 25''}{\operatorname{tg}(9^\circ 05' 25'' + 2^\circ)} = 0,82.$$

Проверочные расчёты червячной передачи

Проверка на контактную прочность

Делительный диаметр червячного колеса:

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 5 \cdot 36 = 180 \text{ мм.}$$

Окружная скорость червячного колеса:

$$V_2 = \pi d_2 \cdot n_2 / (60 \cdot 1000) = 3,14 \cdot 180 \cdot 52,2 / (60 \cdot 1000) = 0,49 \text{ м/с.}$$

Так как $V_2 < 3$ м/с, принимаем коэффициент нагрузки $K = 1,0$.

Действительное контактное напряжение:

$$\sigma_H = \frac{4810}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot T_1 \cdot K}{d_1}} = \frac{4810}{180} \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot 442 \cdot 1}{62,5}} = 218,7 \text{ МПа.}$$

По формуле (7) уточняем допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 - 25V_s = 360 - 25 \cdot 3,1 = 282,5 \text{ МПа.}$$

Так как $\sigma_H < [\sigma_H]$, условие контактной прочности соблюдается.

Практическая работа № 8

Тема: Подбор и расчет муфт

Задание Произведите подбор и расчет муфт

Норма времени: 45 мин

Задача 1. Подобрать и проверить прочность соединительных элементов упругой втулочно-пальцевой муфты привода цепного транспортера по следующим исходящим данным:

мощность передаваемая муфтой $P = 5,5$ Квт;
частота вращения $n = 1450$ об/мин;

диаметр валов, соединенных муфтой $d = 28$ мм.

Задача 2. Произвести подбор муфты и проверить прочность соединяющих деталей муфты для привода от электродвигателя центробежного насоса, в качестве передачи используется коническо - цилиндрический редуктор с $U=14$. Подобрать и произвести проверочный расчет для муфты, соединяющий выходной вал редуктора и вал центробежного насоса по следующим данным:

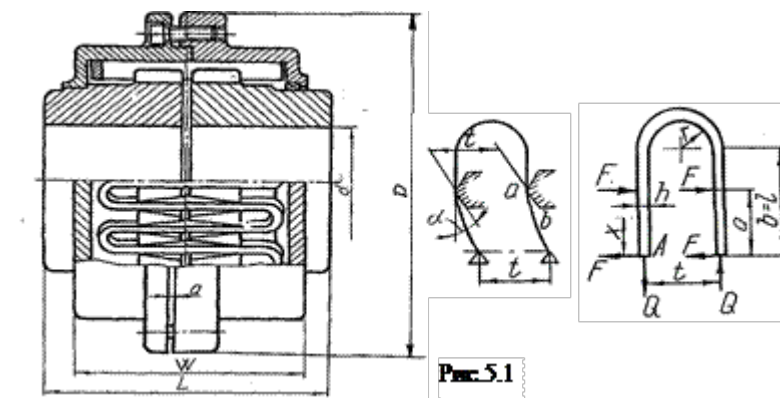
мощность передаваемые муфтой $P = 4$ кВт;
частота вращения $n = 100$ об/мин;
диаметр валов, соединенных муфтой $d = 45$.

Задача 3. Спроектировать и проверить работоспособность упругой муфты с радиальным пакетом пружин, устанавливаемой между двигателем и редуктором в приводе к ленточному конвейеру по следующим исходным данным:

Номинальная мощность $P = 11$ кВт;
частота вращения $n = 1450$ об/мин;
диаметры концов валов под муфту $d = 40$ мм.

Задача 4. Спроектировать и проверить работоспособность упругой муфты со змеевидными пружинами для привода к цепному конвейеру по следующим исходным данным:

мощность, передаваемая муфтой $P = 4,5$ кВт;
частота вращения $n = 200$ об/мин.; диаметр валов, соединенных муфтой $d = 50$ мм.



Контрольные вопросы.

1. Когда применяются МУВП?
2. Запишите формулу для определения среднего контактного давления.
3. Из каких материалов изготавливают полумуфты и пальцы?

Практическая работа № 9

Тема: Пользование измерительными приборами

Задание Выбор измерительного средства

Норма времени: 45 мин

Оборудование: Листы формата А4 с рамкой на 15 мм; Рабочий чертеж детали; Карандаш; Линейка; Ластик; Ручка.

Ход работы

1. Ознакомиться с рабочим чертежом детали;
2. Выбрать измерительное средство для контроля всех поверхностей детали;
3. Произвести ориентировочный и уточненный выбор измерительного средства для контроля изделия, имеющего заданный размер и поле допуска;
4. Заполнить сводную таблицу 1.

Приложение 1

Сводная таблица
Условное
обозначение
Интервал измеряемых размеров, мм

Предел измерения, мм
Цена деления шкалы, мкм
Предельная погрешность СИ, мкм

Примеры расчета

1. Выбрать измерительное средство для контроля вала 90 f7.

Решение: производим выбор измерительного средства. По таблице допусков и посадок определяем допуск вала: для $d = 90$ мм в седьмом квалитете находим IT 7 = $T_d = 35$ мкм = 0,035 мм.

Зная диаметр и допуск, по рисунку 23 принимаем для контроля микрометр с ценой деления 0,01 мм.

2. Выбрать измерительное средство для контроля отверстия 60 H11.

Решение: находим допуск отверстия по таблице допусков и посадок $TD = IT_{11} = 190$ мкм = 0,19 мм. Затем по заданному диаметру отверстия и найденному допуску с помощью рисунка 24 выбираем для контроля штангенциркуль с ценой деления 0,02 мм.

Приложение 2

Допустимые отклонения линейных размеров до 500 мм по ГОСТ 8.051-81, мкм

Интервалы
номинальных
размеров, мм
Для квалитетов

2-го

3-го

4-го

5-го

6-го

7-го

8-го

IT

σ

IT

σ

IT

σ

IT

σ

IT

σ

IT

σ

IT

σ

До 3

1,2

0,4

2,0
0,8
3,0
1,0
4,0
1,4
6,0
1,8
10
3,0
14
3,0

Св. 3 до 6

1,5
0,6
2,5
1,0
4,0
1,4
5,0
1,6
8,0
2,0
12
3,0
18
4,0

Св. 6 до 10

1,5
0,6
2,5
1,0
4,0
1,4
6,0
2,0
9,0
2,0
15
4,0
22
5,0

Св. 10 до 18

2,0
0,8
3,0
1,2
5,0
1,6
8,0
2,8
11
3,0
18
5,0
27
7,0

Св. 18 до 30

2,5
1,0
4,0
1,4
6,0

2,0
9,0
3,0
13
4,0
21
6,0
33
8,0

Св. 30 до 50

2,5
1,0
4,0
1,4
7,0
2,4
11
4,0
16
5,0
25
7,0
39
10,0

Св. 50 до 80

3,0
1,2
5,0
1,8
8,0
2,8
13
4,0
19
5,0
30
9,0
46
12,0

Св. 80 до 120

4,0
1,6
6,0
2,0
10
3,3
15
5,0
22
6,0
35
10,0
54
12,0

Св. 120 до 180

5,0
2,0
8,0
2,8
12
4,0
18
6,0

25
7,0
40
12,0
63
16,0
Св. 180 до 250
7,0
2,8
10
4,0
14
5,0
20
7,0
29
8,0
46
12,0
72
18,0
Св. 250 до 315
8,0
3,0
12
4,0
16
5,0
23
8,0
32
10,0
52
14,0
81
20,0
Св. 315 до 400
9,0
3,0
13
5,0
18
6,0
25
9,0
36
10,0
57
16,0
89
24,0
Св. 400 до 500
10,0
4,0
15
5,0
20
6,0
27
9,0
40
12,0
63

18,0
97
26,0

Интервалы
номинальных
размеров, мм
Для квалитетов

9-го
10-го
11-го
12-го
13-го
14-го
15-го

IT

σ

IT

σ

IT

σ

IT

σ

IT

σ

IT

σ

IT

σ

До 3

25

6

40

8

60

12

100

20

140

30

250

50

400

80

Св. 3 до 6

30

8

48

10

75

16

120

30

180

40

300

50

480

100

Св. 6 до 10

36

9

58
12
90
18
150
30
220
50
360
80
580
120

Св. 10 до 18

43
10
70
14
110
30
180
40
270
60
430
90
700
140

Св. 18 до 30

52
12
84
18
130
30
210
50
330
70
520
120
840
180

Св. 30 до 50

62
16
100
20
160
40
250
50
390
80
620
140
1000
200

Св. 50 до 80

74
18
120
30
190

40
300
60
460
100
740
160
1200
240

Св. 80 до 120

87
20
140
30
220
50
350
70
540
120
870
180
1400
280

Св. 120 до 180

100
30
160
40
250
50
400
80
630
140
1000
200
1600
320

Св. 180 до 250

115
30
185
40
290
60
460
100
720
160
1150
240
1850
380

Св. 250 до 315

130
30
210
50
320
70
520
120

810
180
1300
260
2100
440
Св. 315 до 400

140
40
230
50
360
80
570
120
890
180
1400
280
2300
460

Св. 400 до 500

155
40
250
50
400
80
630
140
970
200
1550
320
2500
500

σ - допустимая погрешность измерения, мкм

Приложение 3

Метрологические характеристики средств измерения

Средство
измерений
Условное
обозначе-
ние
Цена
деления
шкалы, мкм
Предел
измерения,
мм

Интервалы измеряемых размеров

До 10
10-50
50-80
80-120
120-180

Предельная погрешность СИ, Δ , мкм

Штангенинструмент

Штангенциркуль
(при измерении вала)

ШЦ
0,1
0-125

100
150
150
170
190
190
0,1
0-160
100
150
150
170
190
0,05
0-160
80
80
90
100
100
0,02
0-250
40
40
45
45
45

Штангенциркуль
(при измерении отверстий)

ШЦ
0,1
0-125
100
150
150
170
190
0,1
0-160
100
150
150
170
190
0,05
0-160
100
80
90
100
100
0,02
0-250
100
40
45
45
45

Микрометрические инструменты

Микрометры

гладкие

МК 0-го кл.

0,01

0-25

4,5

5,5

-

-

-

МК 1-го кл

0,01

0-25 и более

7

8

9

10

12

МК 2-го кл

0,01

0-25 и более

12

13

14

15

18

Микрометрический

глубиномер

МГ 1-го кл

0,01

0-25 и более

14

16

18

22

30

МГ 2-го кл

0,01

0-25 и более

22

25

30

35

45

Микрометрический

нутромер

МН 1-го кл

0,01

25-75 и более

-

-

18

22

30

МН 2-го кл

0,01

25-75 и более

-

-

20

25

30

Рычажно-механические приборы

Скоба индикаторная

СИ

0,1

0-50 и более

7

7
7,5
7,5
8

Скоба рычажная

СР 0-го кл.

0,002

0-25 и более

3

3

3,5

3,5

4

СР 1-го кл

0,002

0-25 и более

3

3,5

4

4,5

5

**Микрометры
рычажные**

МР

0,02

0-25

3

4

-

-

-

МРИ

0,02

100...125

-

-

-

-

5

Нутромер индикаторный с измерительной головкой типа ИГ

НИ

0,001

3-6

3

3

-

-

-

6-10

-

-

-

-

10-18

-

-

-

-

-

Нутромер индикаторный с измерительной головкой типа 2ИГ

НИ

0,002

18-50

3,5

4

4

-

-

Нутромер индикаторный с измерительной головкой типа ИЧ

НИ 0 кл.

0,01

18-50

5,5

5,5

-

-

-

НИ 1 кл.

0,01

18-50

8

8

-

-

-

Глубиномер индикаторный с индикатором типа ИЧ

ГИ 0 кл.

0,01

11

11

12

12

13

ГИ 1 кл.

0,01

-

16

16

17

17

18

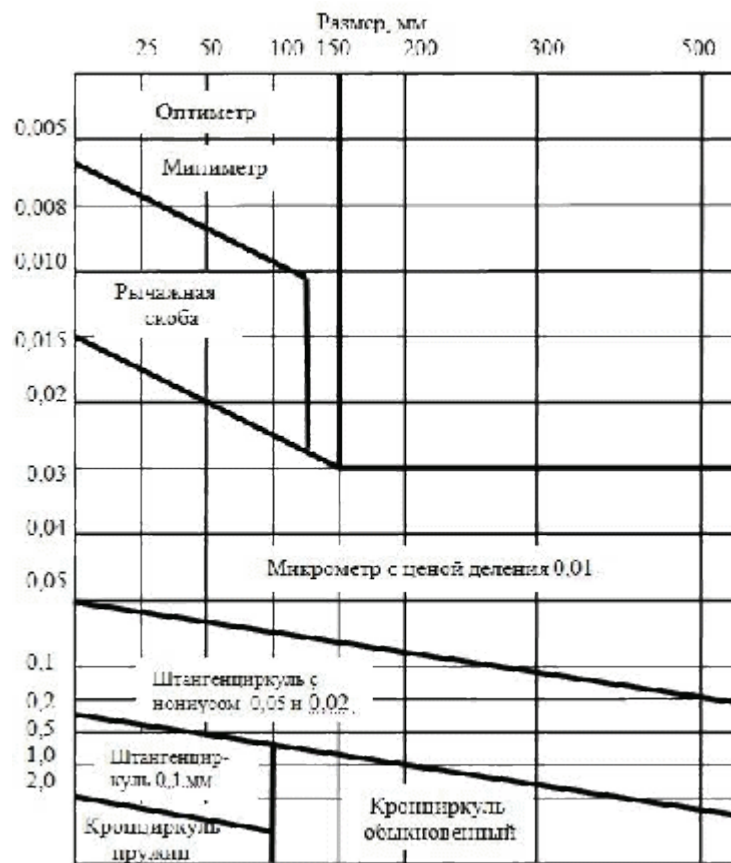


Рисунок 23 - Выбор средств контроля валов

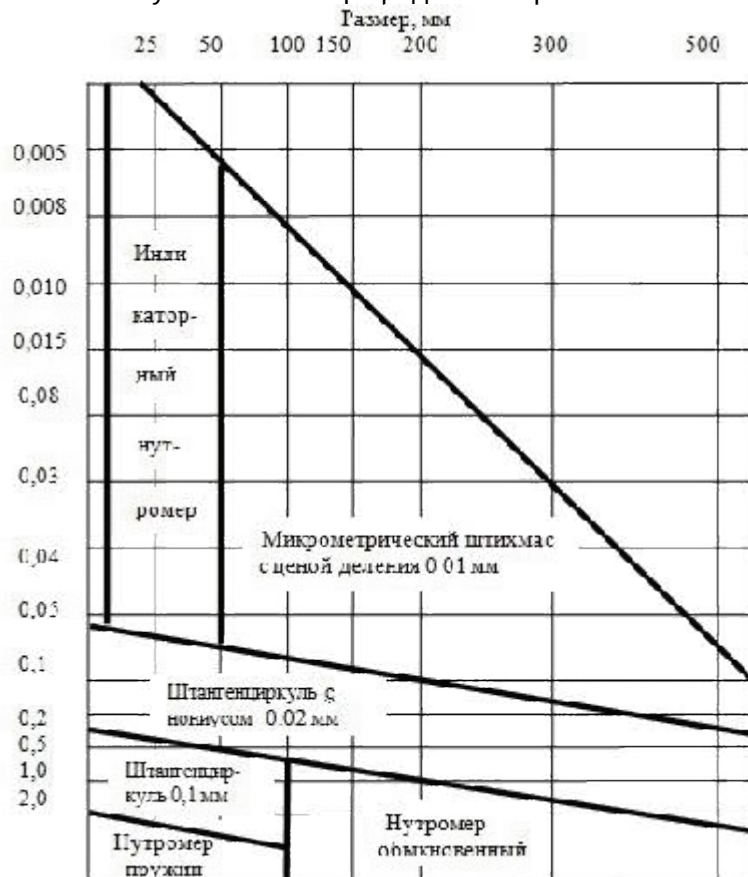


Рисунок 24 - Выбор средств контроля отверстий

Список литературы

Основные источники:

1. Эрдеди А.А., Эрдеди Н.А. Детали машин. М.; Высшая школа Изд. центр «Академия» 2012,-288с
2. Вереина Л.И., Техническая механика. ОИЦ "Академия" 2013,-231с

Дополнительные источники:

1. Покровский Б.С., Скакун В.А. Слесарное дело: Альбом плакатов. – М.: ОИЦ «Академия», 2012-243с
2. Электронные ресурс «Слесарные работы». Форма доступа: <http://metalhandling.ru>
3. <http://www.it-n.ru/> сеть творческих учителей
4. <http://en.edu.ru> естественно-научный портал
5. <http://www.vavilon.ru/> Государственная публичная научно–техническая библиотека России