



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Строительные и дорожные машины»

ДЕТАЛИ МАШИН

Лабораторные работы

**Минск
БНТУ
2014**

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Строительные и дорожные машины»

ДЕТАЛИ МАШИН

Лабораторные работы
для студентов специальности
1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные
и дорожные машины и оборудование»

Минск
БНТУ
2014

УДК 621.8 (076.5)(075.8)

~~ББК 34.44я7~~

Д38

Составитель *А. А. Шавель*

Рецензенты:

зав. каф. «Тракторы и автомобили» БГАТУ,
д-р техн. наук, старший научный сотрудник *А. И. Бобровник*,
проф. БНТУ, д-р техн. наук. *А. Т. Скойбеда*

Д38 **Детали машин** : лабораторные работы для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование» / сост.: А. А. Шавель. – Минск: БНТУ, 2014. – 94 с.

ISBN 978-985-525-866-8,

Издание включает в себя лабораторные работы по основным разделам дисциплины «Детали машин».

В этих работах студентам предоставляется возможность углубленного практического изучения элементов механического привода, приведены методики их выполнения, даны рекомендации по оформлению отчетов и контрольные вопросы.

УДК 621.8 (076.5)(075.8)

ББК 34.44я7

ISBN 978-985-525-866-8

© Белорусский национальный
технический университет, 2014

Введение

Лабораторный практикум «Детали машин» подготовлен для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование», но может быть использован и при проведении лабораторных занятий по дисциплине «Прикладная механика».

В практикуме помещено 5 лабораторных работ. В материале описывается методика выполнения работ, даются описание и чертежи (схемы) механизмов, приводятся образцы отчетов по каждой работе.

Кратко рассматриваются теоретические положения, проверка которых составляет предмет лабораторных работ.

Обозначения и терминологию, принятые в работах, автор стремился привести в соответствие с действующими ГОСТ и СТБ.

Объем лабораторных работ (кроме лабораторной работы № 2) рассчитан так, чтобы каждая работа выполнялась в течение двух академических часов при условии предварительной подготовки студентов к ее выполнению.

Работа № 2 – повышенной сложности и объема и рассчитана на выполнение в течение 4–5 академических часов.

В конце каждой работы помещен ряд вопросов, на которые студенты в отчетах должны дать ответы, иллюстрированные необходимыми чертежами, схемами, расчетами.

Основные положения по технике безопасности

1. До начала каждой работы студенты должны ознакомиться с правилами техники безопасности, получить необходимый инструктаж и расписаться в «Журнале контрольных листов инструктажа студентов по технике безопасности».

2. Ознакомиться с основными правилами по технике безопасности и предупреждениями, изложенными в лабораторных работах.

Лабораторная работа № 1

ИЗУЧЕНИЕ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ ТИПОВЫХ ДЕТАЛЕЙ И СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ, МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ, СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМАХ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Цель работы: изучение конструкций типовых деталей и их соединений (элементов машин); приобретение практических навыков в вычерчивании их условных графических обозначений.

Оборудование: стенд с типовыми деталями и элементами машин; планшеты с условным графическим обозначением типовых деталей и элементов машин; различные механизмы.

Задание

1. Изучить конструкции типовых деталей и элементов машин и их условные обозначения, используемые в кинематических схемах механизмов и машин.
2. Вычертить условные обозначения типовых деталей и элементов машин (табл. 1.1).

Общие сведения

Деталь – неспецифируемое изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций (винт, вал, зубчатое колесо и т. п.).

Типовая деталь – деталь, которая встречается и повторяется наиболее часто во всех машинах.

Сборочная единица – специфируемое изделие, изготовленное из нескольких составных частей при помощи сборочных операций (муфта, редуктор, трактор, погрузчик и т. п.).

Механическая передача – механическое устройство, применяемое для передачи энергии от источника к потребителю с изменением угловой скорости, сил или моментов, а иногда и с преобразованием характера и закона движения.

Приводная муфта или просто муфта – устройство, предназначенное, чаще всего, для соединения двух валов или вала и установленными на нем деталями (зубчатыми колесами, звездочками, шкивами и др.), расположенными на одной оси соосно или с незначительным отклонением от соосности, с целью передачи крутящего момента.

Тормоз – устройство, предназначенное для ограничения скорости движения или полной остановки движущегося объекта (механизма, машины).

Пружина – упругий элемент, применяемый для обеспечения натяжения или нажатия в муфтах, тормозах, фрикционных передачах, для аккумулирования энергии.

Соединения – различные конструктивные и технологические средства, обеспечивающие взаимную подвижность или неподвижность соединяемых деталей.

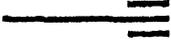
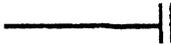
Привод – устройство для приведения в действие двигателем различных рабочих машин.

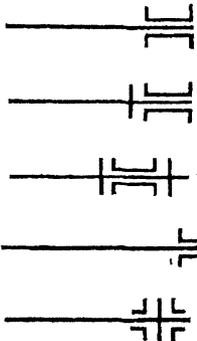
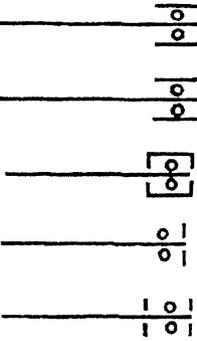
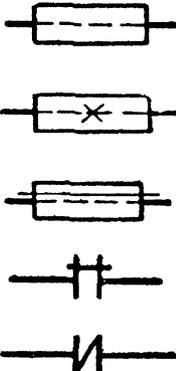
Методические указания к работе

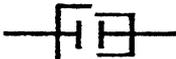
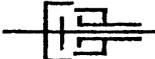
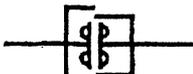
На натуральных образцах изучаются типовые детали машин, основные типы механических передач и устройств и вычерчиваются их условные обозначения.

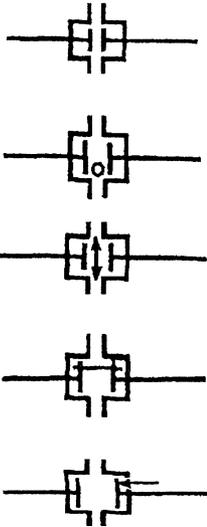
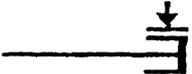
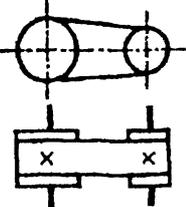
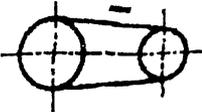
Таблица 1.1

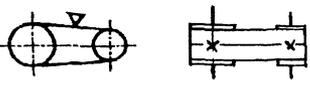
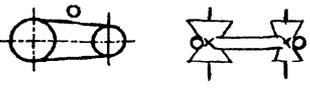
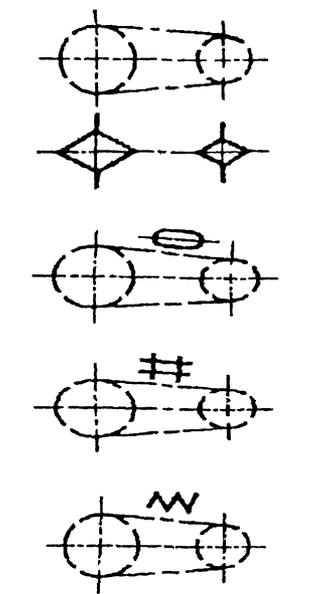
Условные изображения типовых деталей и элементов машин

Наименование	Обозначение
1. Вал, ось	
2. Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа):	
а) радиальные	
б) упорные	

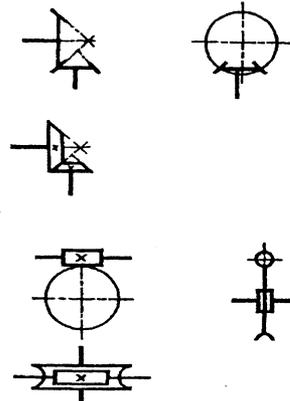
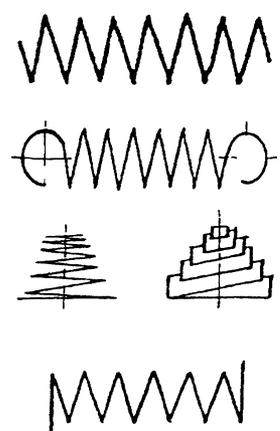
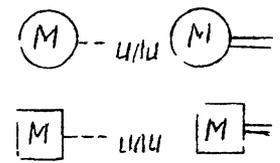
Наименование	Обозначение
<p>3. Подшипники скольжения:</p> <p>а) радиальные</p> <p>б) радиально-упорные: односторонние</p> <p>двусторонние</p> <p>в) упорные: односторонние</p> <p>двусторонние</p>	
<p>4. Подшипники качения:</p> <p>а) радиальные</p> <p>б) радиально-упорные: односторонние</p> <p>двусторонние</p> <p>в) упорные: односторонние</p> <p>двусторонние</p>	
<p>5. Соединения деталей:</p> <p>а) деталь, свободно сидящая на валу</p> <p>б) деталь, сидящая неподвижно на валу на шпонке</p> <p>в) деталь, скользящая на валу по направляющей шпонке (шлицам)</p> <p>г) соединение двух валов глухое</p> <p>д) соединение двух валов эластичное</p>	

Наименование	Обозначение
6. Муфта. Общее обозначение без уточнения типа	
7. Муфта нерасцепляемая (неуправляемая): а) глухая б) упругая в) компенсирующая	  
8. Муфта сцепляемая (управляемая): а) общее обозначение б) односторонняя в) двусторонняя	  
9. Муфта сцепляемая механическая: а) синхронная, например, зубчатая б) асинхронная, например, фрикционная 9а. Муфта сцепляемая электрическая 9б. Муфта сцепляемая гидравлическая или пневматическая	   

Наименование	Обозначение
<p>10. Муфта автоматическая (самодействующая):</p> <p>а) общее обозначение</p> <p>б) обгонная (свободного хода)</p> <p>в) центробежная фрикционная</p> <p>г) предохранительная: с разрушаемым элементом</p> <p>неразрушаемым элементом</p>	
<p>11. Тормоз. Общее обозначение без уточнения типа</p>	
<p>12. Передача ремнем без уточнения типа ремня</p>	
<p>13. Передача плоским ремнем</p>	

Наименование	Обозначение
14. Передача клиновидным ремнем	
15. Передача круглым ремнем	
16. Передача зубчатым ремнем	
<p>17. Передача цепью:</p> <p>а) общее обозначение без уточнения типа цепи</p> <p>б) круглозвенной</p> <p>в) пластинчатой</p> <p>г) зубчатой</p>	

Наименование	Обозначение
<p>18. Передачи зубчатые (цилиндрические):</p> <p>а) внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев)</p> <p>б) то же, с прямыми, косыми и шевронными зубьями</p> <p>в) внутреннее зацепление</p>	
<p>19. Передачи зубчатые с пересекающимися валами и конические:</p> <p>а) общее обозначение без уточнения типа зубьев</p> <p>б) с прямыми, спиральными и круговыми зубьями</p>	

Наименование	Обозначение
<p>20. Передатки зубчатые со скрещающимися валами:</p> <p>а) гипоидные</p> <p>б) червячные с цилиндрическим червяком</p>	
<p>21. Пружины:</p> <p>а) цилиндрические сжатия</p> <p>б) цилиндрические растяжения</p> <p>в) конические сжатия</p> <p>г) цилиндрические, работающие на кручение</p>	
<p>22. Двигатель:</p> <p>а) электродвигатель</p> <p>б) тепловой</p>	

**БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра «Строительные и дорожные машины»

**Отчет
о лабораторной работе № 1
«Изучение условных обозначений
типовых деталей и сборочных единиц
механических передач, соединений деталей,
используемых в кинематических
схемах механизмов и машин»**

Выполнил(-а) студент(-ка) гр.....ФИО

ПринялФИО

**Минск
БНТУ
2012**

1.1. Цель работы:

- а) изучение конструкций типовых деталей и элементов машин;
- б) приобретение практических навыков в вычерчивании условных графических обозначений типовых деталей и элементов машин.

1.2. Условные изображения типовых деталей и элементов машин.

ИЗОБРАЖЕНИЕ

1.3. Контрольные вопросы.

1. Что такое...

- деталь?
- типовая деталь?
- сборочная единица?
- механическая передача?
- муфта?
- тормоз?
- соединения?
- привод?

2. Изобразить условное графическое обозначение деталей и элементов машин, предложенных преподавателем.

3. Посредством каких соединений осуществляется жесткая связь вала с насаживаемой деталью?

Лабораторная работа № 2

СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: приобретение практических навыков в составлении кинематических схем механизмов и определении геометрических, силовых и кинематических параметров механизмов.

Оборудование: натурные образцы различных механизмов; чертежи различных механизмов; измерительный инструмент.

Задание

1. Вычертить кинематическую схему механизма в соответствии с заданием (табл. 2.1 или рис. 2.1–2.11) (выдает преподаватель).

2. Определить основные геометрические размеры зубчатых колес и по заданным параметрам рассчитать силовые и кинематические параметры на валах и силы в зубчатых зацеплениях.

Таблица 2.1

Исходные данные к заданию

Наименование механизма	Мощность двигателя, кВт, и его частота вращения, об / мин				
	Варианты				
	1	2	3	4	5
1. Мешалка двухвалковая	1,7 / 1440	2,2 / 960	3,0 / 1440	5,0 / 960	3,0 / 2880
2. Редуктор зубчатый	1,5 / 1440	1,0 / 960	0,8 / 1440	3,0 / 960	1,5 / 2880
3. Редуктор червячный с цепной передачей	1,0 / 960	1,1 / 1440	2,2 / 2880	1,5 / 1440	3,5 / 2880
4. Мельница лабораторная	1,0 / 960	2,2 / 2880	1,7 / 1440	0,8 / 1440	1,5 / 2880
5. Модель редуктора	0,8 / 1440	0,6 / 960	0,2 / 2880	0,1 / 960	0,5 / 1440
6. Двухступенчатая коробка передач	2,0 / 960	2,8 / 1400	1,7 / 960	4,5 / 1440	3,2 / 2880

Общие сведения

Основные кинематические и силовые параметры передач:

- частота вращения i -го вала (зубчатого колеса) n_i ($i = 1, \dots, k$), об / мин;
- передаточное число передачи U ;
- мощность на i -ом валу P_i , Вт;
- вращающий момент на i -ом валу T_i , Нм;
- коэффициент полезного действия передачи η .

Методические указания к работе

Ознакомиться с натурными образцами или чертежами механизмов, изучить принцип работы механизма, составить его кинематическую схему. В соответствии с заданием выполнить необходимые замеры и расчеты.

Последовательность выполнения работы

1. Определяют конструктивные параметры передач (при работе с натурными образцами механизмов):

а) для зубчатых и цепных передач производится подсчет чисел зубьев колес и звездочек:

Z_1^I и Z_2^I – для первой передачи;

Z_1^{II} и Z_2^{II} – для второй передачи и т. д.

где индекс 1 присваивается всем параметрам ведущего звена передачи; индекс 2 – ведомого звена; индексы I, II, III и т. д. – указывают на соответствующий номер передачи;

б) червячной передачи подсчитывают число заходов червяка Z_1 и число зубьев червячного колеса Z_2 ;

в) ременной передачи измеряют диаметры шкивов d_1 и d_2 .

2. Определяют передаточные числа:

а) для зубчатых и цепных передач

$$U = \frac{Z_2}{Z_1};$$

б) червячной передачи

$$U_{\text{ч}} = \frac{Z_2}{Z_1};$$

в) для ременной передачи

$$U_{\text{р}} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)},$$

где ε – коэффициент упругого скольжения, $\varepsilon = 0,01$.

3. Определяют общее передаточное число привода

$$U_{\text{общ}} = \Pi(U_i) = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 \dots$$

$i = 1, \dots, k$ – порядковый номер передачи.

4. Определяют частоту вращения валов привода

$$n_{i+1} = \frac{n_i}{u_i},$$

где i – номер вала и передачи, $i = 1, \dots, k$.

5. Определяют мощности на валах привода

$$P_{i+1} = P_i \cdot \eta_{i,i+1},$$

где i – номер вала;

$\eta_{i,i+1}$ – коэффициент полезного действия, учитывающий потери мощности при передаче вращения между валами (табл. 2.2).

Потеря передаваемой мощности происходит в передачах и опорах валов.

Рекомендуемые значения коэффициентов полезного действия

Передача	КПД
Зубчатая в закрытом корпусе (редуктор): цилиндрическими колесами	0,97–0,98
коническими колесами	0,96–0,97
Зубчатая открытая	0,95–0,96
Червячная в закрытом корпусе при числе витков (заходов) червяка:	
$z_1 = 1$	0,70–0,75
$z_1 = 2$	0,80–0,85
$z_1 = 4$	0,85–0,95
Цепная закрытая	0,95–0,97
Цепная открытая	0,90–0,95
Ременная:	
плоским ремнем	0,96–0,98
клиновыми ремнями	0,95–0,97

КПД одной пары подшипников качения – 0,99–0,995.

КПД одной пары подшипников скольжения – 0,98–0,99.

Общий КПД привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{зуб}}^x \cdot \eta_{\text{ПП}}^y \cdot \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{рем}}$$

где $\eta_{\text{зуб}}$ – КПД зубчатой передачи;

$\eta_{\text{ПП}}$ – КПД пары подшипников;

$\eta_{\text{чер}}$ – КПД червячной передачи;

$\eta_{\text{цеп}}$ – КПД цепной передачи;

$\eta_{\text{рем}}$ – КПД ременной передачи;

x – количество одноименных передач;

y – количество пар подшипников.

Мощность на выходном валу привода

$$P_{\text{ВЫХ}} = P_{\text{ВХ}} \cdot \eta_{\text{Общ}},$$

где $P_{\text{ВХ}}$ – мощность на входном валу привода.

6. Определяют вращающие моменты на валах

$$T_i = 9,55 \frac{P_i}{n_i}.$$

7. Устанавливают значения модулей для зубчатых и червячных передач и коэффициенты смещения для шестерни и колеса.

7.1. Цилиндрическая зубчатая передача (рис. 2.1).

При работе с натурными образцами механизмов выполняют пункты 1–4.

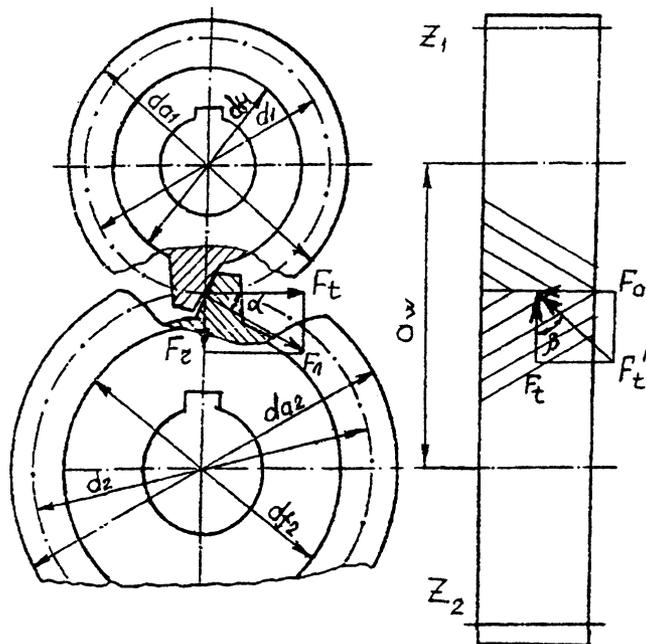


Рис. 2.1. Геометрия и силы в зацеплении передачи

1. Подсчитывают числа зубьев колес – Z_1 и Z_2 .

2. Измеряют:

- диаметры вершин зубьев – d_{a1} и d_{a2} ;
- диаметры впадин зубьев – d_{f1} и d_{f2} ;
- угол наклона линии зуба β ;
- межосевое расстояние a_w .

На рис. 2.2. показаны схемы обмера диаметров вершин (d_a) и впадин (d_f) зубчатого колеса при четном (Z) и нечетном числе зубьев зубчатого колеса. Обмеры производятся штангенциркулем.

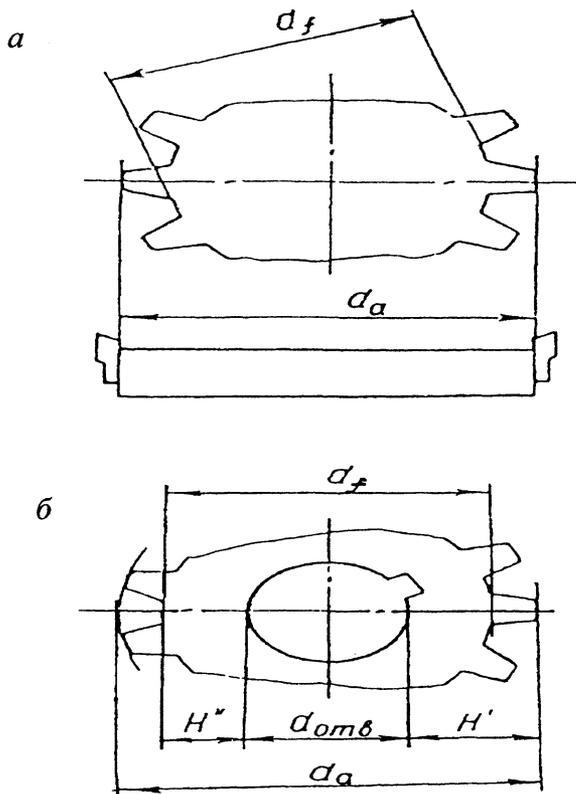


Рис. 2.2. Схема обмера диаметров вершин (d_a) и впадин (d_f) зубчатого колеса: a – при четном числе зубьев (диаметры d_a и d_f измеряются штангенциркулем); b – при нечетном числе зубьев (диаметры d_a и d_f определяются по формулам $d_a = d_{отв} + 2H'$ и $d_f = d_{отв} + 2H''$)

Каждый параметр измеряется 3–5 раз и подсчитывается среднее арифметическое измерений. Результаты заносятся в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Параметры зубчатого колеса

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Повторность измерений					Сумма Σ	Среднее значение
			1	2	3	4	5		
Число зубьев колеса*	z_1	шт.							
	z_2	шт.							
Диаметр вершин зубьев	d_{a1}	мм							
	d_{a2}	мм							
Размеры	H'_1	мм							
	H'_2	мм							
	$d_{отв}$	мм							
	H''_1	мм							
	H''_2	мм							
Диаметр впадин зубьев	d_{f1}	мм							
	d_{f2}	мм							
Угол наклона линии зуба	β	град.							
Межосевое расстояние	a_w	мм							

Примечание: * – число зубьев считается один раз.

3. По основному шагу P_s определяют модуль (m).

С помощью нормалемера измеряют расстояния по нормали W_n и W_{n+k} (рис. 2.3) между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум разноименным рабочим поверхностям, охватывая n и $n+k$ зубьев (табл. 2.4).

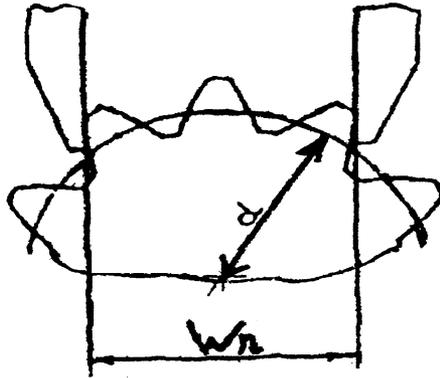


Рис. 2.3. Определение общей нормали

Таблица 2.4

К определению общей нормали

Число зубьев колеса, z	Число Z_n охватываемых зубьев при замере	Число Z_{n+k}
14–18	2	3
19–27	3	4
28–36	4	5; 6
37–45	5	6; 7
46–54	6	8; 9
≥ 55	7	9; 10

Тогда

$$P_g = \frac{W_{n+k} - W_n}{Z_{n+k} - Z_n}.$$

Модуль зацепления при угле профиля α исходного контура

$$m = \frac{P_g}{\pi \cdot \cos \alpha}, \text{ мм.}$$

Если $\alpha = 20^\circ$, то $m = 0,3387 P_g$. Найденное значение модуля следует согласовать со стандартным.

Стандартные модули:

1-й ряд – 1,5; 2,0; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20 ...

2-й ряд – 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18 ...

В табл. 2.5 приведены расчетные значения шага по основной окружности в зависимости от угла профиля и модуля зацепления.

Таблица 2.5

Расчетные значения шага P_g (мм)

Угол профиля α	Значение m										
	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75
15°	3,793	4,532	5,310	6,069	6,828	7,586	8,345	9,104	9,862	10,621	11,379
20°	3,690	4,428	5,166	5,904	6,642	7,380	8,118	8,856	9,594	10,332	11,070
	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8	9,0		10
15°	12,138	13,055	15,173	16,69	18,207	19,724	20,242	24,276	27,311		30,345
20°	11,809	13,285	14,761	16,237	17,713	19,186	20,665	23,617	26,569		29,521

4. Рассчитывают:

– коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = (4,5m - \Delta) / (2 \cdot m),$$

где $\Delta = d_{ai} - d_{fi}$, $i = 1, 2$;

– делительные диаметры

$$d_i = \frac{m \cdot z_i}{\cos \beta}, \quad i = 1, 2;$$

– коэффициенты смещения

$$x_i = \frac{d_{ai} - d_i}{2m} + \Delta y - 1, \quad i = 1, 2;$$

где d_{ai} – замеренные диаметры вершин зубьев;

– диаметры вершин зубьев

$$d_{ai} = d_i + 2m(1 + x_i - \Delta y), \quad i = 1, 2;$$

– диаметры впадин зубьев

$$d_{fi} = d_i - 2m(1,25 - x_i), \quad i = 1, 2;$$

– делительное межосевое расстояние

$$a = 0,5(d_2 + d_1);$$

– коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = x_2 + x_1 - \Delta y;$$

– межосевое расстояние

$$a_w = a + y \cdot m.$$

Результаты расчетов сводятся в табл. 2.6.

Таблица 2.6

Результаты расчетов

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение
1. Основной шаг	P_o	мм	
2. Модуль	m	мм	
3. Коэффициент уравнивающего смещения	Δy	–	
4. Диаметры: делительный	d_1 / d_2	мм / мм	
вершин зубьев	d_{a1} / d_{a2}	мм / мм	
впадин зубьев	d_{f1} / d_{f2}	мм / мм	

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение
5. Коэффициент смещения	x_1/x_2	–	
6. Коэффициент воспринимаемого смещения	y	–	
7. Межосевое расстояние: делительное	a	мм	
действительное	a_w	мм	

5. При заданных значениях чисел зубьев (z_1 и z_2), модуле зацепления (m) и межосевом расстоянии (a_w) рассчитывают:

– делительное межосевое расстояние

$$a = \frac{z_{\Sigma} \cdot m}{2 \cdot \cos \beta},$$

где z_{Σ} – суммарное число зубьев

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2;$$

– угол профиля α_t

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta};$$

– угол зацепления α_{tw}

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t;$$

– коэффициент суммы смещений

$$x_{\Sigma} = \frac{z_{\Sigma} (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t)}{2 \operatorname{tg} \alpha},$$

где $\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \operatorname{tg} \alpha_{tw} - \alpha_{tw}$;

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_t - \alpha_t.$$

При $a_w > a$ коэффициенты смещения

$$x_1 = 0,5 \left(x_{\Sigma} - \frac{z_2 - z_1}{z_{\Sigma}} \cdot y \right);$$

$$x_2 = x_{\Sigma} - x_1,$$

где $y = \frac{a_w - a}{m}$.

Рассчитывают:

– коэффициент уравнивающего смещения

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y;$$

– начальные диаметры

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1}; \quad d_{w2} = \frac{2a_w \cdot u}{u+1};$$

– делительные диаметры d_i , диаметры вершин зубьев d_{a_i} , диаметры впадин d_{f_i} рассчитывают по вышеприведенным формулам.

Результаты расчетов сводятся в табл. 2.7.

Таблица 2.7

Результаты расчетов

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение
1. Число зубьев	z_1 / z_2	–	
2. Модуль	m	мм	
3. Межосевое расстояние	a_w	мм	
4. Угол наклона линии зуба	β	град.	

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение
5. Диаметры: начальный	d_{w1} / d_{w2}	мм	
делительный	d_1 / d_2	мм	
вершин зубьев	d_{a1} / d_{a2}	мм	
впадин зубьев	d_{f1} / d_{f2}	мм	
6. Коэффициент суммы смещений	x_{Σ}	—	
7. Коэффициент смещения	x_1 / x_2	—	
8. Коэффициент воспринимаемого смещения	y	—	
9. Коэффициент уравнительного смещения	Δy	—	

7.2. Коническая прямозубая передача (рис. 2.4):

а) подсчитывают числа зубьев колес z_1 и z_2 ;

б) измеряют:

- внешний диаметр вершин зубьев d_{ae1} и d_{ae2} ;
- ширину зубчатого венца b ;

в) рассчитывают:

- передаточное число $u = z_2 / z_1$;
- углы делительных конусов $\delta_1 = \arctg(1 / u)$,
 $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$;
- внешний окружной модуль $m_e = \frac{d_{ae1(2)}}{z_{1(2)} + 2 \cos \delta_{1(2)}}$;
- внешнее конусное расстояние $R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$;
- среднее конусное расстояние $R = R_e - 0,5b$;
- средний окружной модуль $m = m_e \cdot (R / R_e)$;
- диаметры:
внешний делительный $d_{e1,2} = m_e \cdot z_{1(2)}$;

средний делительный $d_{m1(2)} = m \cdot z_{1(2)}$;

внешний диаметр вершин зубьев $d_{ae1(2)} = d_{e1(2)} + 2m_e \cdot \cos \delta_{1(2)}$.

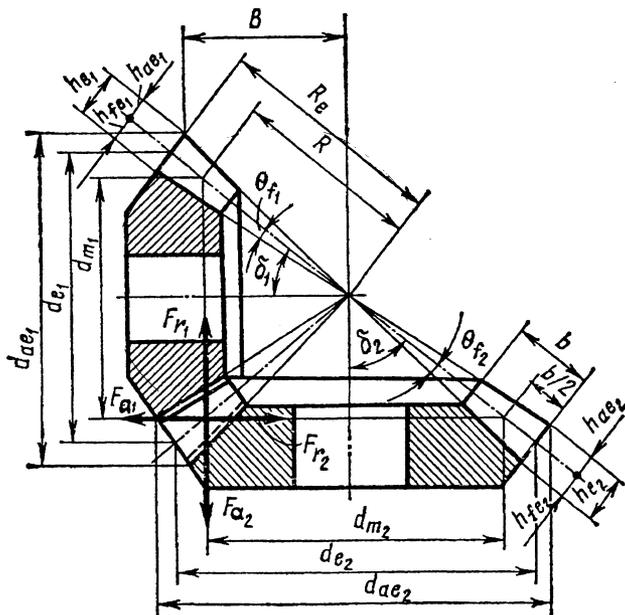


Рис. 2.4. Геометрия и силы в конической передаче

Результаты замеров и расчетов сводятся в табл. 2.8.

Таблица 2.8

Результаты размеров и расчетов

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			замеренное	рассчитанное
1. Число зубьев	z_1 / z_2	—		
2. Внешний диаметр вершин зубьев	d_{ae1} / d_{ae2}	мм		
3. Ширина зубчатого венца	b	мм		
4. Передаточное число	u	—		

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			замеренное	рассчитанное
5. Углы делительных конусов	δ_1 / δ_2	градус ($^\circ$)		
6. Внешний окружной модуль	m_e	мм		
7. Внешнее конусное расстояние	R_e	мм		
8. Среднее конусное расстояние	R	мм		
9. Средний окружной модуль	m	мм		
10. Диаметры:				
внешний делительный	d_{e1} / d_{e2}	мм		
средний делительный	d_{m1} / d_{m2}	мм		

7.3. Червячная передача (рис. 2.5):

а) подсчитывают число зубьев колеса z_2 и число заходов червяка z_1 ;

б) измеряют:

- диаметр вершин зубьев червячного колеса d_{a2} ;
- диаметр вершин витков червяка d_{a1} ;
- длину нарезанной части червяка b_1 ;
- ширину венца червячного колеса b_2 ;

в) рассчитывают:

– передаточное число $u = z_2 / z_1$;

– модуль $m = \frac{d_{a2}}{z_2 + 2}$ должен соответствовать следующему ряду:

1,0; 1,25; 1,5; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 3,15; 3,5; 4,0; 5,0; 6,0; 6,3; 7,0; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 18,0; 20,0;

– коэффициент диаметра червяка $q = \frac{d_{a1}}{m} - 2$ должен соответствовать следующему ряду: 6,3; 7,1; 8,0; 9,0; 10,0; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0;

– диаметры:

делительный диаметр червяка $d_1 = mq$;

делительный диаметр червячного колеса $d_2 = mz_2$;

диаметр вершин витков червяка $d_{a1} = d_1 + 2m$;

диаметр вершин зубьев червячного колеса $d_{a2} = d_2 + 2m$;
 наибольший диаметр червячного колеса $d_{am2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$.

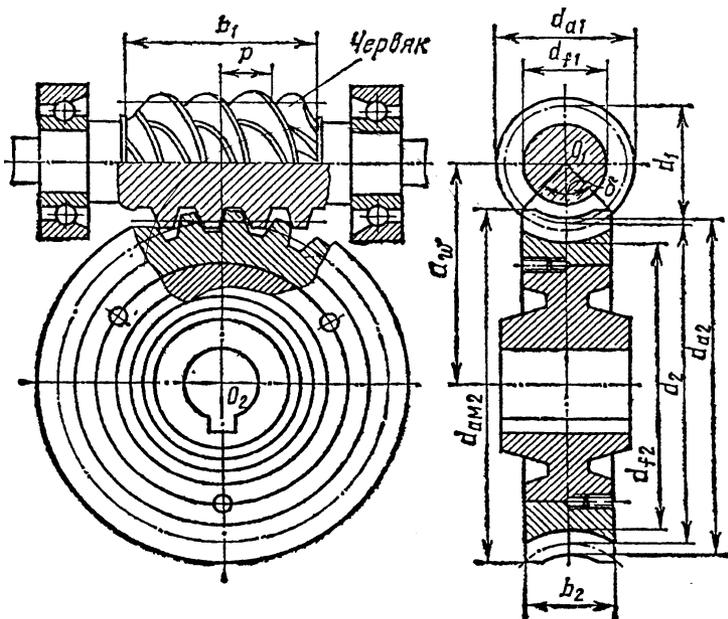


Рис. 2.5. Геометрия червячной передачи

Результаты замеров и расчетов сводятся в табл. 2.9.

Таблица 2.9

Результаты замеров и расчетов

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			замеренное	рассчитанное
1. Число зубьев колеса	z_2	—		
2. Число заходов червяка	z_1	—		
3. Диаметр вершин	d_{a1} / d_{a2}	мм		

4. Передаточное число	u	—		
5. Модуль	m	мм		
6. Коэффициент диаметра червяка	q	—		
7. Диаметры: делительный	d_1/d_2	мм		
наибольший червячного колеса	d_{am2}	мм		

7.4. Рассчитывают силы, действующие в зацеплении:

а) цилиндрических передач:

– окружное $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$;

– радиальное $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta$;

– осевое $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$;

б) конических передач:

– окружное $F_t = 2T_1 / d_{m1}$;

– радиальное $F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1$;

$$F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1;$$

– осевое $F_{a1} = -F_{r2}$; $F_{a2} = -F_{r1}$;

в) червячных передач:

– окружное $F_{ti} = 2T_i / d_i$, $i = 1, 2$;

– радиальное $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$;

– осевое $F_{a2} = -F_{t1}$; $F_{a1} = -F_{t2}$.

**БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра «Строительные и дорожные машины»

**Отчет
о лабораторной работе № 2
«Составление кинематических схем.
Кинематический и силовой расчет механизмов»**

Выполнил(-а) студент(-ка) гр.....ФИО

ПринялФИО

**Минск
БНТУ
2012**

2.1. Цель работы:

- а) изображение кинематической схемы механизма, предложенного преподавателем;
- б) определение модуля зацепления;
- в) определение коэффициента смещения;
- г) определение передаточных чисел ступеней и механизма.

2.2. Кинематическая схема механизма.

СХЕМА

2.3. Результаты измерения и расчета колес и механизма.

2.3.1. Цилиндрическая зубчатая передача:

- а) при заданных значениях чисел зубьев (z_1 и z_2), модуля зацепления (m) и межосевом расстоянии (a_w).

Результаты расчетов

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение
1. Число зубьев	z_1 / z_2	—	
2. Модуль	m	мм	
3. Межосевое расстояние	a_w	мм	
4. Угол наклона линии зуба	β	град.	
5. Диаметры:			
начальный	d_{w1} / d_{w2}	мм	
делительный	d_1 / d_2	мм	
вершин зубьев	d_{a1} / d_{a2}	мм	
впадин зубьев	d_{f1} / d_{f2}	мм	
6. Коэффициент суммы смещений	x_Σ	—	
7. Коэффициент смещения	x_1 / x_2	—	

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение
8. Коэффициент воспринимаемого смещения	y	–	
9. Коэффициент уравнильного смещения	Δy	–	

б) при работе с натурными образцами механизмов.

Параметры зубчатого колеса

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Повторность измерений					Сумма Σ	Среднее значение
			1	2	3	4	5		
Число зубьев колеса*	Z_1	шт							
	Z_2	шт							
Диаметр вершин зубьев	d_{a1}	мм							
	d_{a2}	мм							
Размеры	H'_1	мм							
	H'_2	мм							
	$d_{отв}$	мм							
	H''_1	мм							
	H''_2	мм							
Диаметр впадин зубьев	d_f	мм							
	d_{f2}	мм							
Угол наклона линии зуба	β	град							
Межосевое расстояние	a_w	мм							

Приложение: * – число зубьев считается один раз.

Результаты расчетов

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение
1. Основной шаг	P_s	мм	
2. Модуль	m	мм	
3. Коэффициент уравнильного смещения	Δy	–	

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение
4. Диаметры: делительный	d_1 / d_2	мм / мм	
вершин зубьев	d_{a1} / d_{a2}	мм / мм	
впадин зубьев	d_f / d_{f2}	мм / мм	
5. Коэффициент смещения	x_1 / x_2	—	
6. Коэффициент воспринимаемого смещения	y	—	
7. Межосевое расстояние: делительное	a	мм	
действительное	a_w	мм	

2.3.2. Коническая прямозубая передача.

Результаты замеров и расчетов

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			замеренное	рассчитанное
1. Число зубьев	z_1 / z_2	—		
2. Внешний диаметр вершин зубьев	d_{ae1} / d_{ae2}	мм		
3. Ширина зубчатого венца	b	мм		
4. Передаточное число	u	—		
5. Углы делительных конусов	δ_1 / δ_2	градус (°)		
6. Внешний окружной модуль	m_e	мм		
7. Внешнее конусное расстояние	R_e	мм		
8. Среднее конусное расстояние	R	мм		
9. Средний окружной модуль	m	мм		
10. Диаметры: внешний делительный	d_{e1} / d_{e2}	мм		
средний делительный	d_{m1} / d_{m2}	мм		

2.3.3. Червячная передача.

Результаты замеров и расчетов

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			замеренное	рассчитанное
1. Число зубьев колеса	z_2	—		
2. Число заходов червяка	z_1	—		
3. Диаметр вершин	d_{a1} / d_{a2}	мм		
4. Передаточное число	u	—		
5. Модуль	m	мм		
6. Коэффициент диаметра червяка	q	—		
7. Диаметры: делительный	d_1 / d_2	мм		
наибольший червячного колеса	d_{am2}	мм		

2.4. Расчетные уравнения.

2.5. Контрольные вопросы.

1. Что означает передаточное число передач и как можно его определять?
2. Как определить расчетное значение КПД механизма?
3. Какая связь между крутящими моментами на ведущем и ведомом валу передачи?
4. По каким формулам рассчитываются основные геометрические параметры зубчатых передач, входящих в механизм?
5. Какие силы возникают в зацеплении зубчатых и червячных передач и как они рассчитываются?

ПРИЛОЖЕНИЕ К ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ № 2

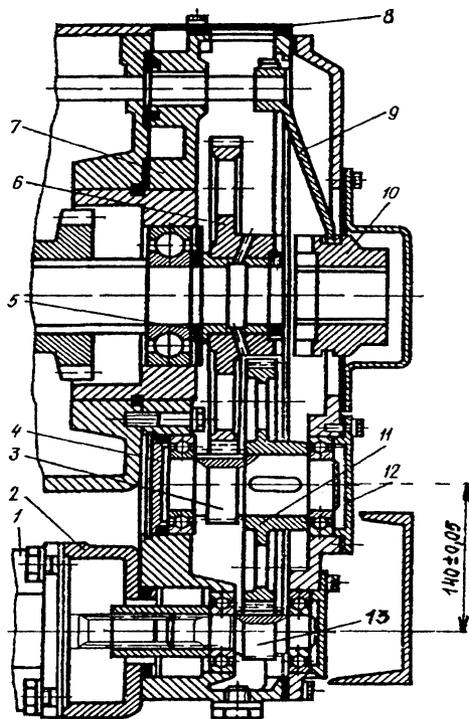


Рис. П.1. Ходоуменьшитель:

1 – гидромотор; 2 – фланец; 3, 6, 11, 13 – шестерни; 4, 12 – крышки подшипников;
5 – маслоотражатель; 7 – корпус; 8 – смотровая крышка; 9 – вилка;
10 – кулачковая муфта

Исходные данные к заданию

Номер шестерни	3	6	11	13
Число зубьев	15	75	78	14
Модуль, мм	4	4	3	3

Мощность гидромотора, кВт – 25.

Частота вращения вала гидромотора, об / мин – 1500.

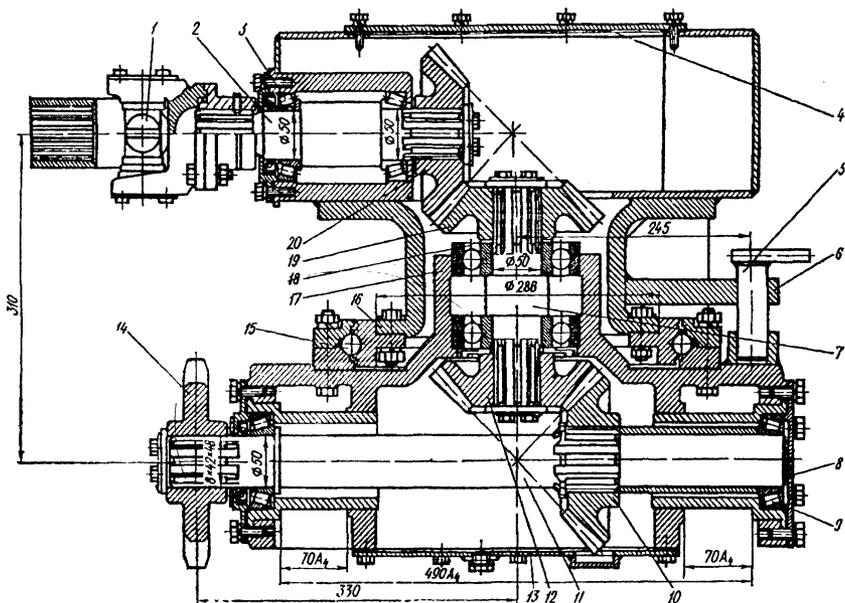


Рис. П.2. Приводная головка вспомогательной гусеницы каналаочистителя:
 1 – карданный шарнир; 2, 7, 11 – валы; 3, 9, 18 – подшипники; 4, 13 – смотровая крышка; 5 – палец; 6 – держатель; 8 – крышка подшипника;
 10, 12, 19, 20 – конические зубчатые колеса; 14 – звездочка;
 15 – опорно-поворотный круг; 16, 17 – корпуса

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	10	12	19	20
Модуль колеса m_e , мм	7	7	7	7
Число зубьев	21	21	21	21
Ширина зубчатого венца b , мм	30	30	30	30

Мощность на входе P_1 , кВт – 7.

Частота вращения n_1 , об / мин – 10.

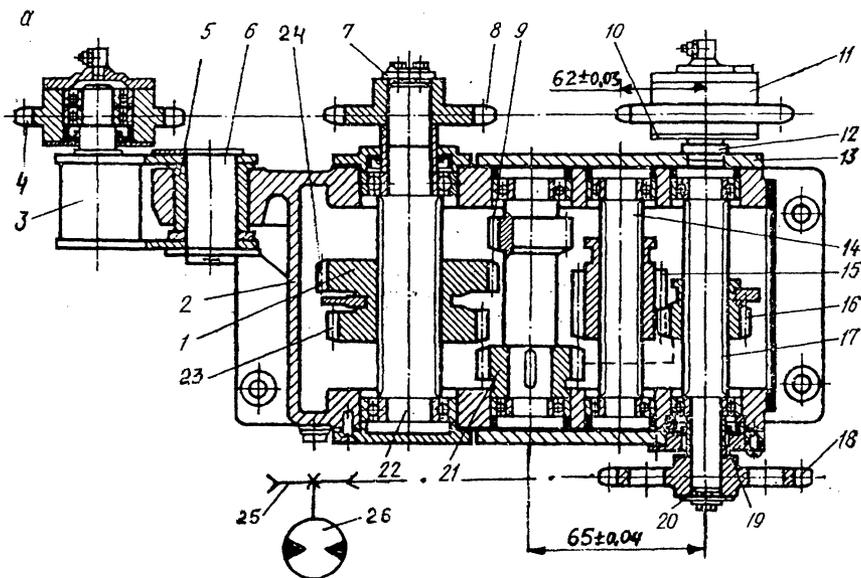


Рис. П.3. Коробка передач привода транспортера экскаватора:

1 – блок шестерен; 2 – корпус; 3 – серга; 4, 8, 11, 18, 25 – звездочки; 5, 19 – втулки;
 6 – ось; 7, 20 – упорные шайбы; 9 – вал-шестерня; 10 – крышка; 12 – цапфа;
 13 – стенка; 14, 17, 22 – валы; 15, 16, 21, 23, 24 – зубчатые колеса (зубчатые венцы);
 26 – гидромотор

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса или звездочки	9	15	16	21	23	24	18	25
Число зубьев	13	15	15	17	28	32	18	14
Модуль колеса или шаг цепи, мм	4	4	4	4	4	4	25,4	

Мощность гидромотора, кВт – 7.

Частота вращения вала гидромотора, об / мин – 1000.

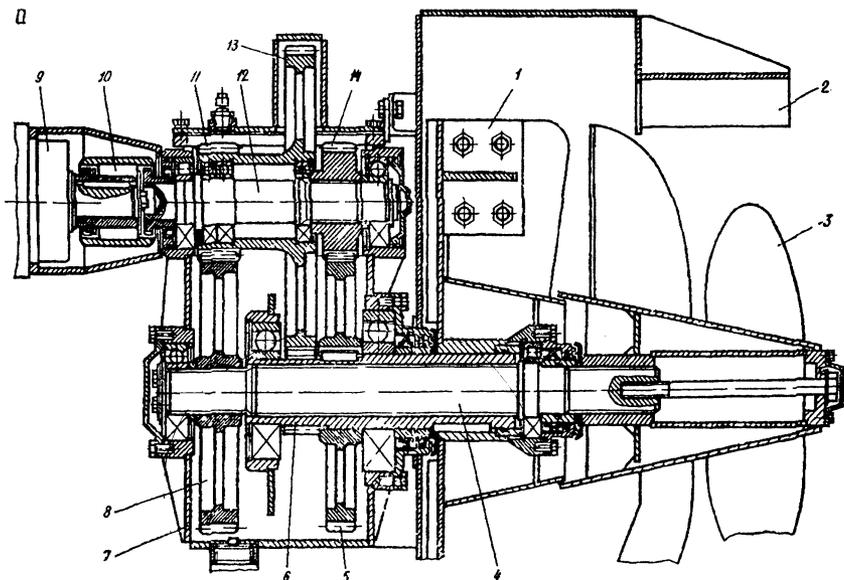


Рис. П.4. Шнек с метателем каналаочистителя:

1 – метатель; 2 – кожух; 3 – шнек; 4, 12 – валы; 5, 8, 11, 13, 14 – зубчатые колеса;
6 – вал-шестерня; 7 – редуктор; 9 – гидромотор; 10 – муфта

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	5	6	8	11	13	14
Число зубьев	65	19	69	24	74	28
Модуль колеса, мм	5	5	5	5	5	5

Мощность гидромотора, кВт – 10.

Частота вращения вала гидромотора, об / мин – 1000.

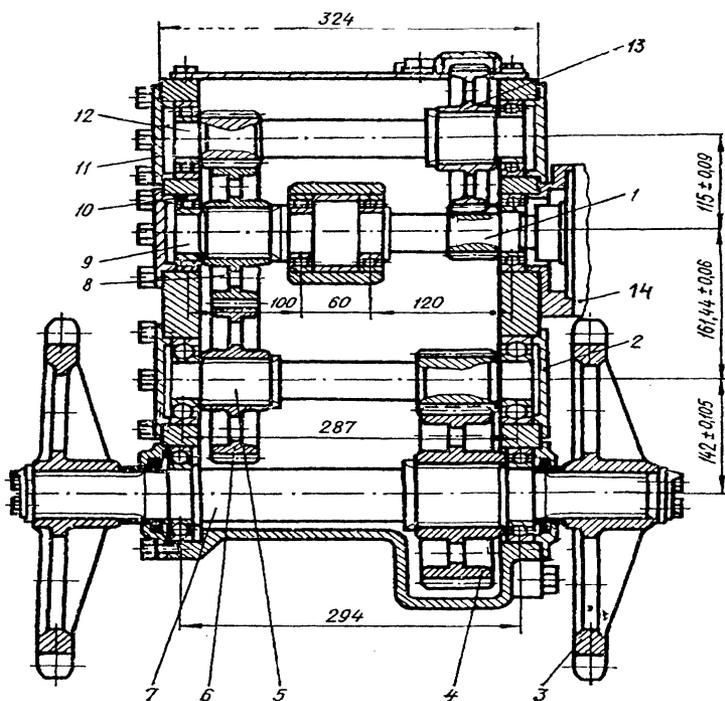


Рис. П.5. Редуктор привода ковшовой цепи каналоочистителя:
 1, 5, 12 – вал-шестерни; 2, 11 – упорные крышки; 3 – звездочка;
 4, 6, 8, 13 – зубчатые колеса; 7, 9 – валы; 10 – подшипники; 14 – гидромотор

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	1	4	5	6	8	12	13
Число зубьев	16	41	14	48	70	14	48
Модуль колеса, мм	3,50	5,00	5,00	2,75	2,75	2,75	3,50

Мощность гидромотора, кВт – 10.

Частота вращения вала гидромотора, об / мин – 1500.

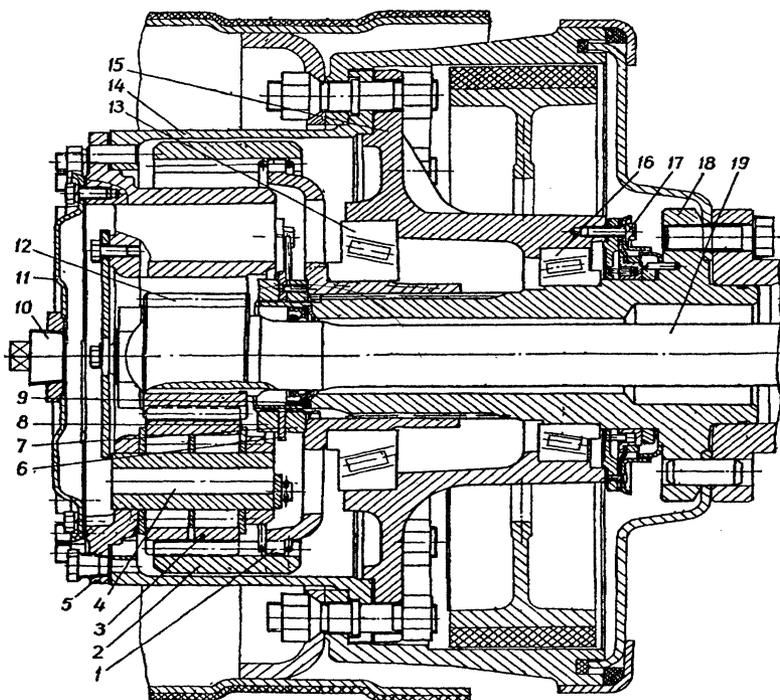


Рис. П.6. Колесный редуктор:

1, 18 – ступицы; 2 – эпициклическая шестерня; 3 – промежуточная шестерня (сателлиты); 4 – ось сателлита; 5 – водило; 6 – стопорная шайба; 7 – регулировочная гайка; 8 – контргайка; 9 – гайка; 10 – пробка; 11 – крышка; 12 – солнечная шестерня; 13, 16 – конические подшипники; 14 – корпус редуктора; 15 – картер редуктора; 17 – торцовое уплотнение; 19 – полуось

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	2	3	12
Число зубьев	61	21	17
Модуль колеса, мм	6	6	6

Мощность на входе, кВт – 30.

Частота вращения водила, об / мин – 15.

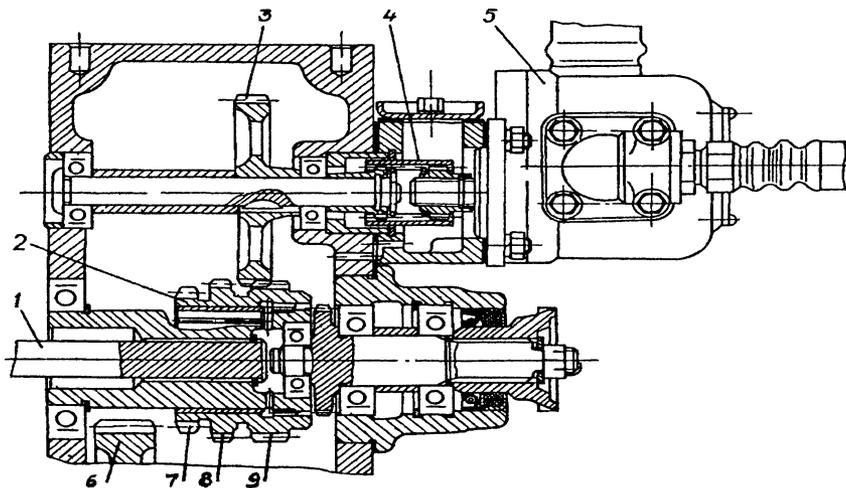


Рис. П.7. Привод насоса рулевого управления:
 1 – вал; 2 – подвижная шестерня; 3 – шестерня насоса;
 4 – зубчатая муфта; 5 – насос

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	3	6	7	8	9
Число зубьев	50	37	26	42	42
Модуль колеса, мм	5	7	7	5	5

Мощность на валу насоса, кВт – 5.

Частота вращения вала 1, об / мин – 2000.

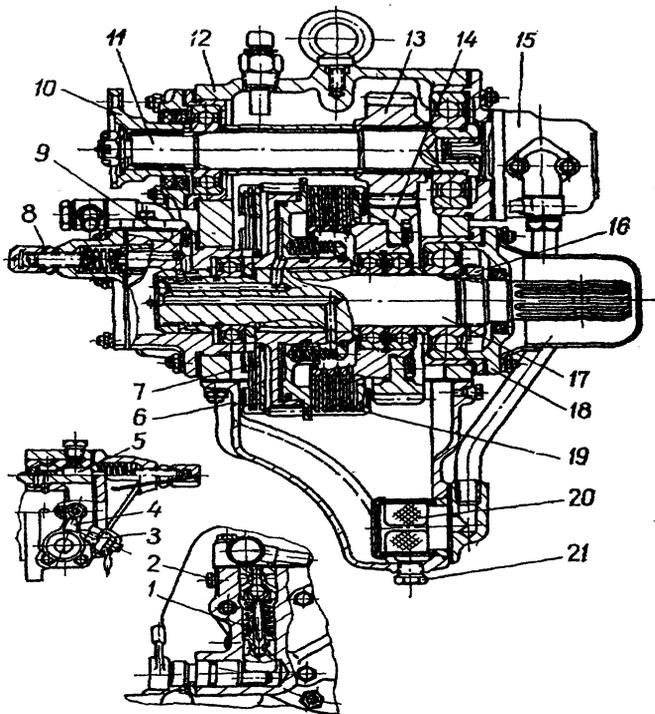


Рис. П.8. Редуктор ВОМ:

- 1 – клапан плавного включения; 2, 21 – пробки; 3, 8 – регулировочные винты;
 4 – рычаг; 5 – перепускной клапан; 6 – поддон; 7 – диск; 9 – корпус; 10 – муфта;
 11 – первичный вал; 12 – корпус редуктора; 13 – шестерня ведущая;
 14 – шестерня ведомая; 15 – масляный насос; 16 – гайка; 17 – ведомый вал;
 18 – крышка с клапанами; 19 – гидродожимная муфта; 20 – заборник с фильтром

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	13	14
Число зубьев	20	41
Модуль колеса, мм	6	6

Мощность на выходе, кВт – 100.

Частота вращения ВОМ, об / мин – 1025.

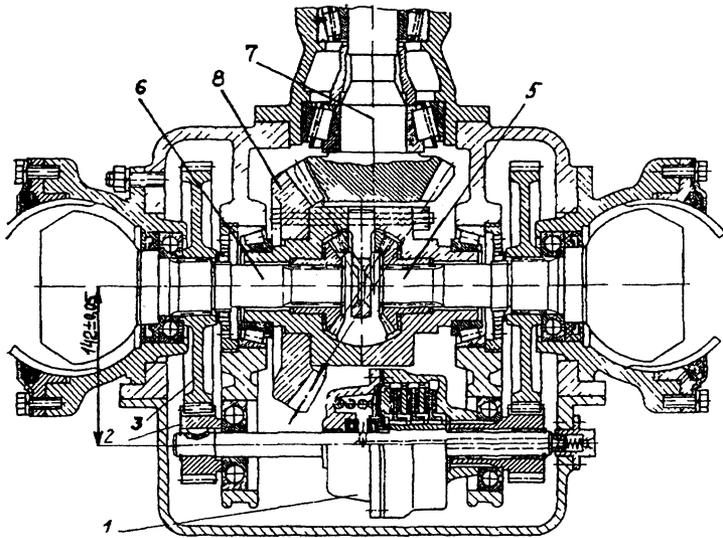


Рис. П.9. Дифференциал с муфтой постоянного момента трения между полуосями (внешнее расположение):

1 – фрикционная муфта; 2, 3 – цилиндрические зубчатые колеса; 5, 6 – полуосяи; 7 – ведущее колесо; 8 – ведомое колесо

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	2	3	7	8
Число зубьев	15	65	17	31
Модуль колеса, мм	3,5	3,5	m_e 7,0	7,0
Ширина зубчатого венца b , мм	–	–	30	30

Мощность на входе P_7 , кВт – 70.

Частота вращения n_7 , об / мин – 300.

Момент фрикционной муфты T_m , Нм – 140.

Примечание: $T_6 = \frac{T_8}{2} + T_m \cdot U_{ц}$; $T_5 = \frac{T_8}{2} - T_m \cdot U_{ц}$,

где $U_{ц}$ – передаточное число цилиндрической пары колес.

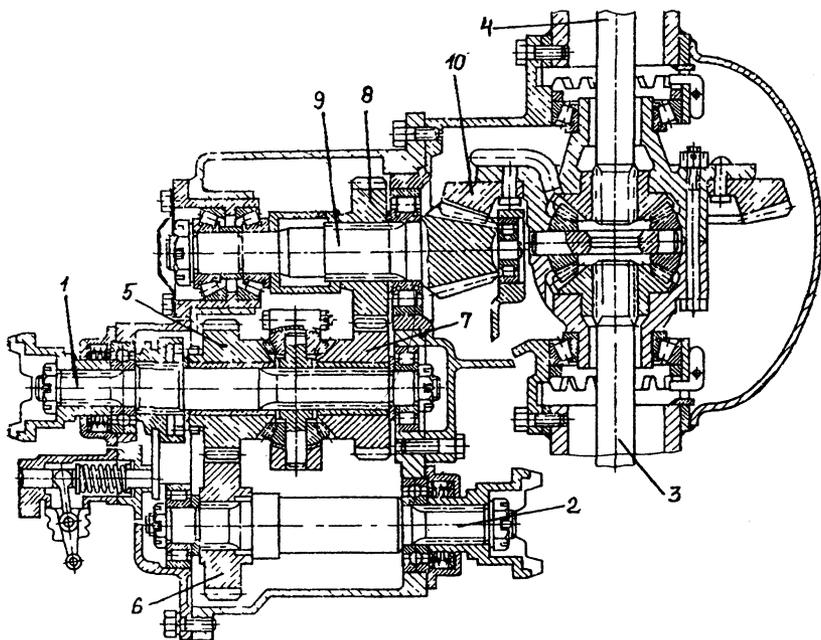


Рис. П.10. Межосевой симметричный конический дифференциал трехвального раздаточного редуктора:

1 – входной вал; 2 – выходной вал; 3, 4 – полуоси; 5, 6, 7, 8 – цилиндрические зубчатые колеса; 9, 10 – конические зубчатые колеса

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	5	6	7	8	9	10
Число зубьев	30	30	30	30	16	64
Модуль колеса, мм	5	5	5	5	m_e	
Ширина зубчатого венца b , мм	–	–	–	–	30	30

Мощность на входе, кВт – 100.

Частота вращения на входе, об / мин – 400.

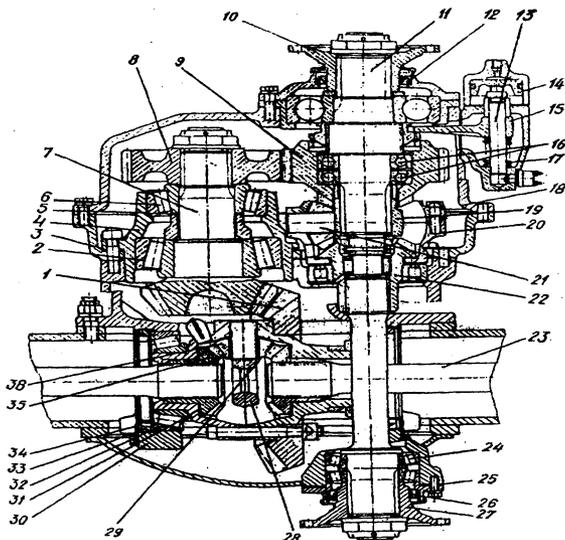


Рис. П.11. Редуктор среднего моста:

- 1 – ведомое колесо; 2, 6, 16, 24, 32 – подшипник; 3 – регулировочные прокладки;
 4 – стакан; 5 – регулировочные шайбы; 7 – ведущее колесо;
 8 – ведомое цилиндрическое колесо; 9 – ведущее цилиндрическое колесо;
 10 – фланец; 11 – вал привода мостов; 12 – сальник; 13 – механизм блокировки
 дифференциала; 14 – поршень; 15 – вилка; 17 – пружина; 18 – картер;
 19 – крестовина; 20 – межосевой дифференциал; 21 – спутник; 22 – шестерня
 межосевого дифференциала; 23 – полуось; 25 – регулировочные прокладки;
 26 – сальник; 27 – фланец; 28 – крестовина; 29 – кольцо упорное; 30 – крышка;
 31 – шайба; 33 – гайка подшипника дифференциала; 34 – стопор;
 35 – полуосевая шестерня; 36 – спутник

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	1	7	8	9
Число зубьев	34	17	30	30
Модуль колеса, мм	m_e		5	5
	7	7		
Ширина зубчатого венца b , мм	30	30	–	–

Мощность на входе P_{11} , кВт – 150.

Мощность на валу n_7 , кВт – 73.

Частота вращения на входе n_{11} , об / мин – 300.

Лабораторная работа № 3

ИЗУЧЕНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: изучение кинематических схем цилиндрических редукторов и конструкций двухступенчатого горизонтального цилиндрического редуктора, выполненного по развернутой схеме; определение основных геометрических параметров изучаемого редуктора; изучение требований, предъявляемых к сборке.

Оборудование: редуктор типа РЦД; штангенциркуль; угломер; ключи гаечные; подставки.

Задание

1. Изучить кинематические схемы цилиндрических редукторов, их преимущества и недостатки.
2. Изучить конструкцию двухступенчатого цилиндрического редуктора:
 - разобрать редуктор;
 - произвести необходимые замеры деталей;
 - определить параметры зубчатых передач и колес;
 - собрать редуктор.

Основные правила по технике безопасности

1. При разборке и сборке редуктор не должен перемещаться по столу.
2. Перед замером параметров зубчатых колес валы в сборе с колесами уложить на специальные подставки.

Общие сведения

Редуктор – это механизм из передач зацепления с постоянным передаточным числом, предназначенный для понижения угловой скорости и повышения крутящего момента.

В зависимости от общего передаточного отношения $U_{об}$ редукторы классифицируют по числу ступеней на одноступенчатые (когда передача осуществляется одной парой колес) (рис. 3.1, *а-г*), двух- (рис. 3.2, *а-к*), трех- (рис. 3.3) или многоступенчатые. Обычно в одноступенчатых редукторах $U \leq 7-8$. При больших U габариты и масса одноступенчатых редукторов больше, чем двухступенчатых.

В зависимости от расположения валов в пространстве редукторы бывают горизонтальные (рис. 3.4), вертикальные (рис. 3.5), наклонные; в зависимости от особенностей кинематической схемы: с развернутой кинематической схемой (см. рис. 3.2, *а-д*), соосные (рис. 3.2, *е-к*), с раздвоенной ступенью (см. рис. 3.2, *в-д*); соосные: с неподвижными (рис. 3.2, *е-и*) и подвижными (рис. 3.2, *к*) осями зубчатых колес (планетарные), однопоточные (см. рис. 3.2, *а-е, и*) и многопоточные (см. рис. 3.2, *ж-з*).

Широко распространенные редукторы, выполненные по развернутой схеме, наряду с преимуществом (малая ширина, технологичность) обладают недостатком, заключающимся в несимметричности расположения опор относительно зубчатых колес, что вызывает неравномерное распределение нагрузки по ширине зубчатых венцов.

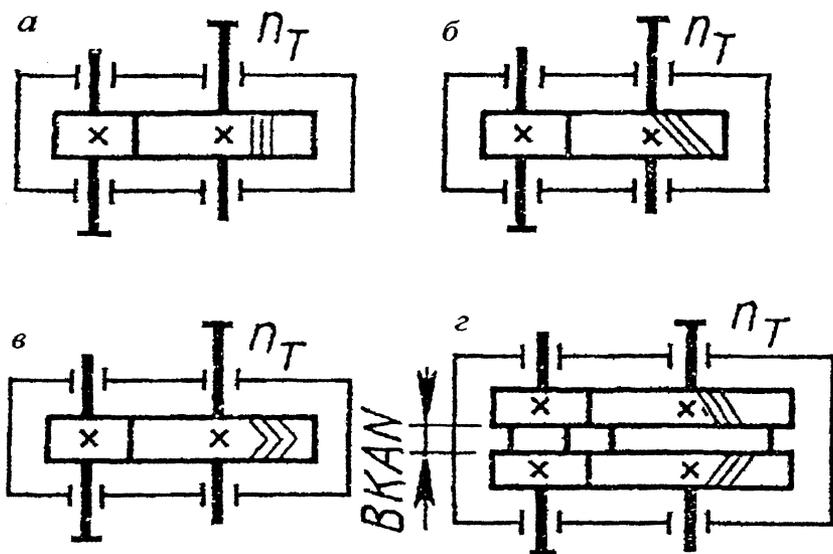


Рис. 3.1. Схемы одноступенчатых редукторов

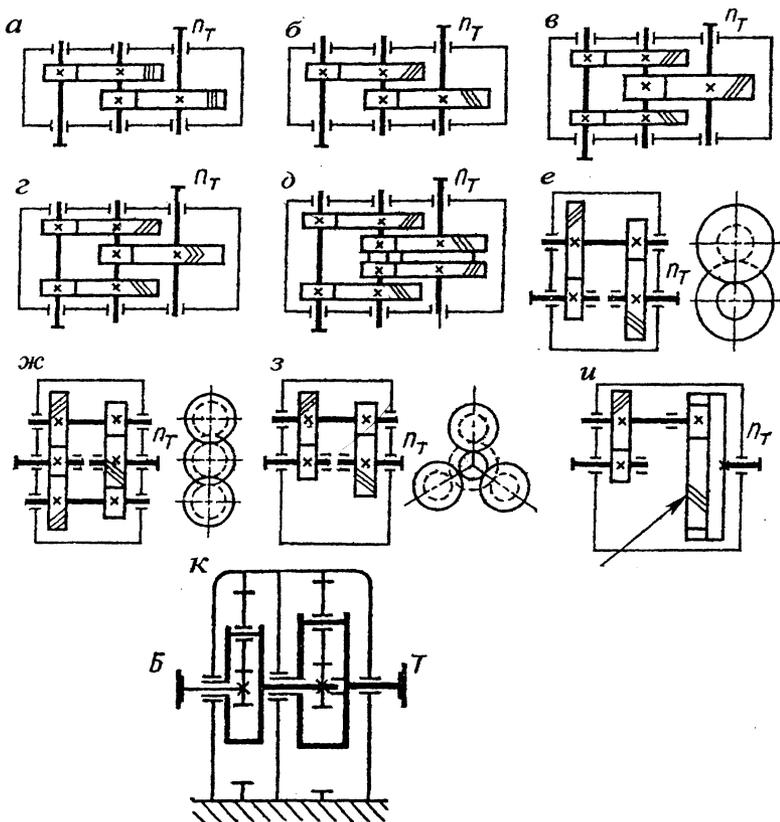


Рис. 3.2. Схемы двухступенчатых редукторов

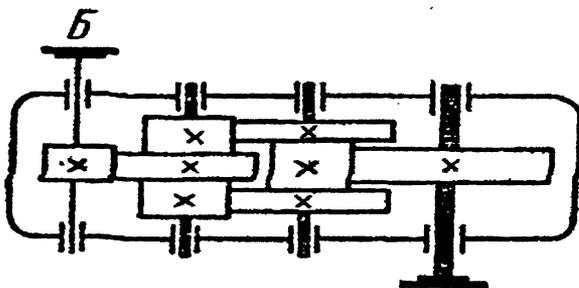


Рис. 3.3. Схема трехступенчатого редуктора

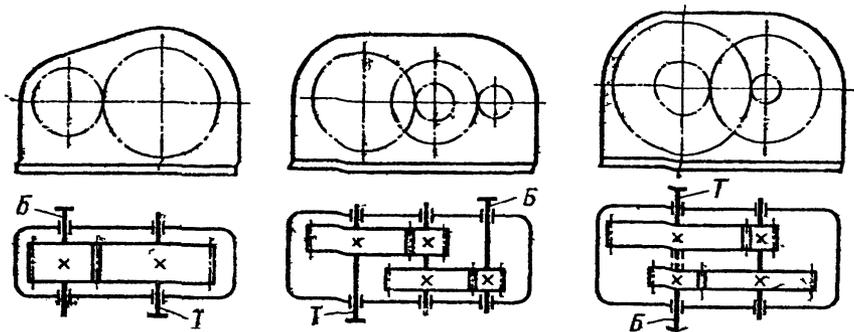


Рис. 3.4. Схемы горизонтальных редукторов

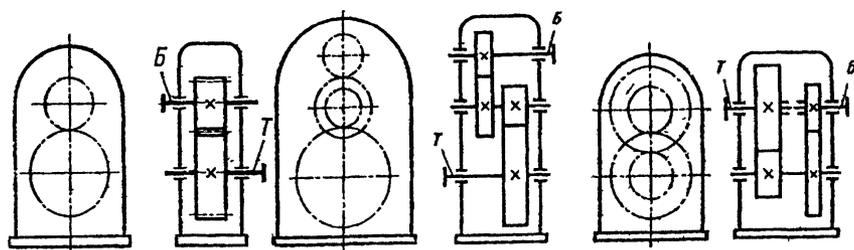


Рис. 3.5. Схемы вертикальных редукторов

В редукторах с раздвоенной быстроходной (см. рис. 3.2, в-д) и промежуточной (см. рис. 3.3) ступенями опоры тихоходной ступени (см. рис. 3.2, а) в трехступенчатом редукторе и быстроходной ступени (см. рис. 3.3) расположены симметрично относительно зубчатых колес. Благодаря этому достигается равномерная загруженность опор и благоприятное распределение нагрузки по ширине зубчатых венцов колес.

Соосная схема с одним потоком мощности (см. рис. 3.2, е) по массе, габаритам и стоимости близка к раздвоенной. Преимущества: большое передаточное число, мощная быстроходная ступень.

Соосные редукторы с двумя и тремя потоками мощности (см. рис. 3.2, ж-з) значительно сложнее, требуют устройств для выравнивания нагрузки по потокам (промежуточные валы должны содержать упругие элементы, например, их выполняют в виде торсионных валов). Они целесообразны при очень больших передаваемых моментах.

Трехступенчатые редукторы выполняют преимущественно по развернутой схеме, при которой оси валов иногда располагают в одной плоскости, совмещаемой с разъемом, что просто, но увеличивает длину и вес редуктора. Расположение быстроходной ступени в другой плоскости (угловое) несколько сложнее, но позволяет уменьшить длину, вес и унифицировать корпусные детали с двухступенчатым редуктором. Этот вариант лучше.

Распространение получают мотор-редукторы (рис. 3.6) – агрегаты, состоящие из зубчатого редуктора (с неподвижными осями зубчатых колес или планетарного) и электродвигателя, фланцы которых скрепляются между собой. Масса и габариты мотор-редуктора значительно меньше обычного привода, состоящего из отдельных агрегатов: редуктора, электродвигателя и соединительной муфты.

Находят применение компактные навесные редукторы, например, мотор-редуктор (рис. 3.7) с полым выходным валом устанавливается на выходной вал приводимого в движение агрегата.

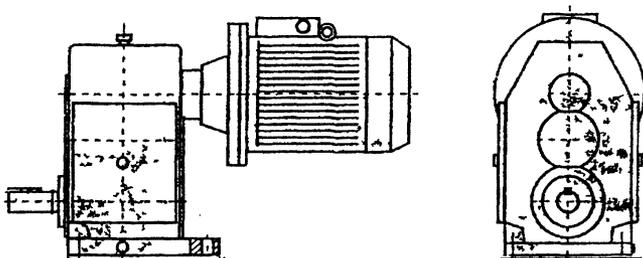


Рис. 3.6. Схема мотор-редуктора

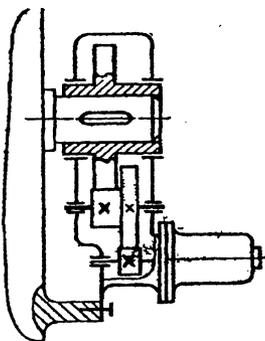


Рис. 3.7. Схема навесного редуктора

Устройство редуктора типа РЦД

Редуктор типа РЦД (рис. 3.8) состоит из литого чугунного корпуса 9, в котором смонтированы подшипниковые узлы, включающие конические подшипники, крышки подшипников 11, 12, 13, 14, 37, 38 и служащие опорами для валов редуктора: входного 2, промежуточного 3 и выходного 4.

Входной и промежуточный валы выполнены в виде вала-шестерни. На промежуточном и выходном валу при помощи шпоночных соединений установлены зубчатые колеса 3, 6 и 7.

Корпус 9 закрыт крышкой 10. В месте соединения корпуса и крышки поверхности пришабрены, при окончательной сборке покрыты герметиком. Крышка с корпусом скрепляется болтами 22 и 23 с шайбами и гайками 30, 31, 34, 35. Положение крышки относительно корпуса центрируется двумя штифтами 39. В верхней части крышки имеется закрываемое смотровой крышкой 15 с прокладкой 16 отверстие, предназначенное для осмотра внутренней части редуктора и заливки масла, которая крепится болтами 24. Для регулировки зазоров в конических подшипниках применены регулировочные винты 27, 28, 29, которые ввинчиваются в соответствующие крышки подшипников и через нажимные шайбы 19, 20, 21 воздействуют на наружные кольца подшипников. Между нажимными шайбами и нажимными кольцами подшипников могут быть установлены втулки 8. Смазка передач осуществляется разбрызгиванием жидкого масла, заливаемого в корпус; смазка подшипников осуществляется масляным туманом. Уровень масла контролируется жезловым маслоуказателем 1. Отработанное масло спускают через отверстия, расположенные в нижней части корпуса. Эти отверстия закрываются резьбовыми пробками 32, 33 с шайбами 18. Для предохранения винтов от самоотвинчивания применяются стопорные пластины 5, которые крепятся болтами с шайбами 25, 36.

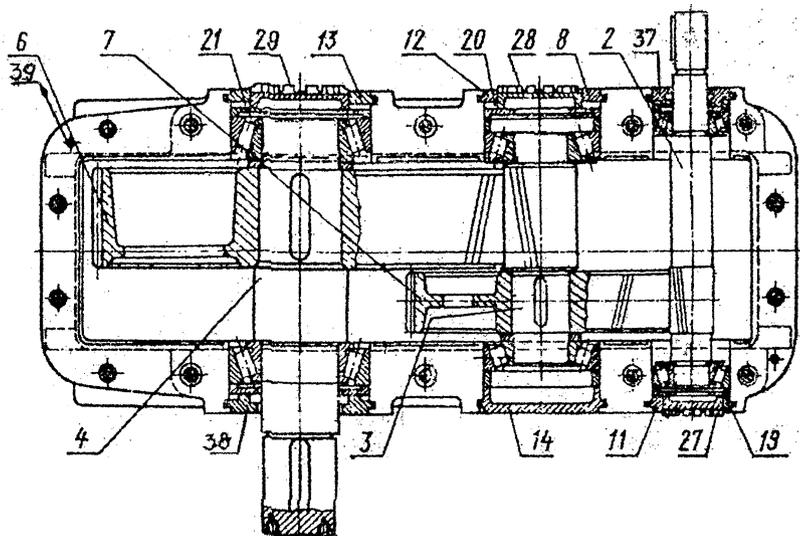
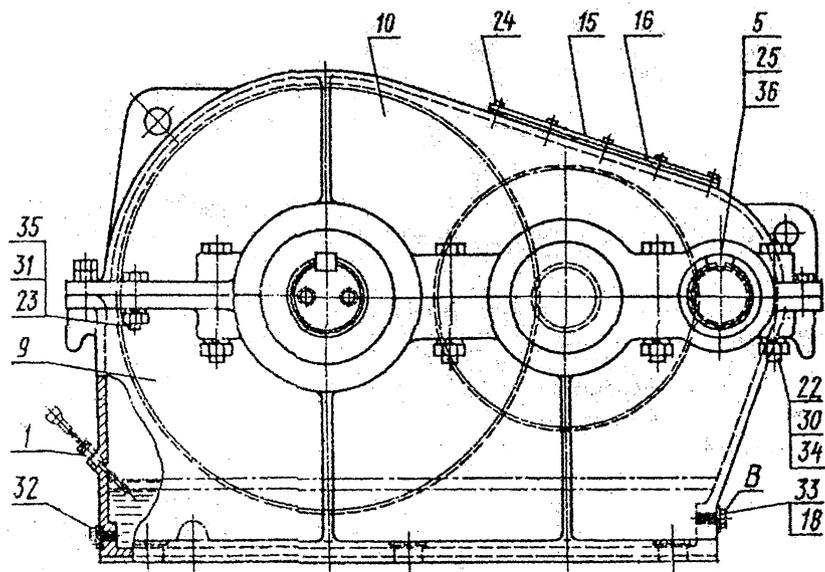


рис. 3.8. Редуктор цилиндрический

Порядок выполнения работы

1. Замерами определить и занести в табл. 3.1 следующие размеры:
 - габаритные размеры редуктора: длину L , ширину B , высоту H ;
 - расстояние от установочной плоскости редуктора до плоскости разъема h ;
 - межосевые расстояния: быстроходной ступени a_{wb} , тихоходной ступени a_{wt} ;
 - диаметры выходных концов быстроходного d_6 и тихоходного валов d_7 ;
 - длину присоединительных частей быстроходного l_6 и тихоходного валов l_m .
2. Разобрать редуктор:
 - отвернуть гайки 30, 31, извлечь болты 22, 23;
 - снять крышку редуктора;
 - снять закладные крышки подшипников 11, 12, 13, 14, 37, 38;
 - снять нажимные шайбы 19, 20, 21;
 - снять валы 2, 3, 4 вместе с насаженными на них деталями.
3. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей редуктора, при этом валы должны быть уложены на подставки.
4. Подсчитать числа зубьев зубчатых колес $Z_i (i = 1-4)$.
Результаты занести в табл. 3.2.
5. Измерить:
 - диаметры вершин зубьев $d_{ai} (i = 1-4)$ (см. рис. 2.2);
 - угол наклона зубьев для каждой ступени – β_1 и β_2 .Результаты замеров внести в табл. 3.2.
6. Определить направление зубьев колес (правое или левое).
7. Определить нормальный модуль зубьев m_1 и m_2 для каждой ступени редуктора, выполнив п. 7.1 в лабораторной работы № 2.
8. Рассчитать параметры зубчатых передач в соответствии с подпунктом 5. п. 7.1 лабораторной работы № 2.
Результаты расчетов внести в табл. 3.2.
9. Собрать редуктор. Сборку производить в порядке обратном разборке.

Таблица 3.1

Основные габаритные, установочные
и присоединительные размеры редуктора

Обозначение размеров	L	B	H	h	a_{w6}	a_{wT}	d_6	d_T	l_6	l_T
Значение, мм										

Таблица 3.2

Параметры зубчатых передач и колес

Параметры зубчатых колес и передач	Обозна- чение	Быстроходная ступень		Тихоходная ступень	
		замерен- ная	рассчи- танная	замерен- ная	рассчи- танная
1. Межосевое расстояние, мм	a_w				
2. Число зубьев колес	z_1/z_2		—		—
3. Диаметр вершин зубьев, мм	d_{a1}/d_{a2}				
4. Направление зубьев					
5. Угол наклона зубьев, град	β				
6. Нормальный модуль зубьев, мм	m				
7. Начальный диаметр, мм	d_w/d_{w2}				
8. Делительный диаметр, мм	d_1/d_2				
9. Коэффициент смещения	X_1/X_2				
10. Передаточное число	u				

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Строительные и дорожные машины»

Отчет
о лабораторной работе № 3
«Изучение цилиндрического зубчатого редуктора»

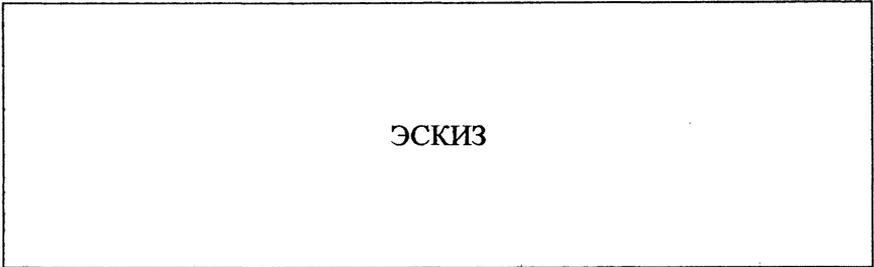
Выполнил(-а) студент(-ка) гр.....ФИО

ПринялФИО

Минск
БНТУ
2012

3.1. Цель работы:

- а) изображение двухступенчатого цилиндрического редуктора;
 - б) определение модуля зацепления быстроходной и тихоходной ступеней;
 - в) определение коэффициентов смещения;
 - г) определение передаточных чисел ступеней и редуктора.
- 3.2. Эскиз редуктора.



3.3. Результаты замеров и расчетов.

Основные габаритные, установочные
и присоединительные размеры редуктора

Обозначение размеров	L	B	H	h	$a_{вб}$	$a_{вт}$	$d_б$	$d_т$	$l_б$	$l_т$
Значение, мм										

Параметры зубчатых передач и колес

Параметры зубчатых колес и передач	Обозна- чение	Быстроходная ступень		Тихоходная ступень	
		замерен- ная	рассчи- танная	замерен- ная	рассчи- танная
1. Межосевое расстояние, мм	a_w				
2. Число зубьев колес	z_1 / z_2		—		—
3. Диаметр вершин зубьев, мм	d_{a1} / d_{a2}				
4. Направление зубьев					

Параметры зубчатых колес и передач	Обозна- чение	Быстроходная ступень		Тихоходная ступень	
		замерен- ная	рассчи- танная	замерен- ная	рассчи- танная
5. Угол наклона зубьев, град	β				
6. Нормальный модуль зубьев, мм	m				
7. Начальный диаметр, мм	d_{w1} / d_{w2}				
8. Делительный диаметр, мм	d_1 / d_2				
9. Коэффициент смещения	X_1 / X_2				
10. Передаточное число	u				

3.4. Расчетные уравнения.

3.5. Контрольные вопросы.

1. Назначение, устройство и классификация зубчатых редукторов с цилиндрическими колесами.
2. Способы смазки передач и подшипниковых узлов.
3. Основные габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора.
4. Что и как регулируется в редукторе?
5. Основные требования к выбору редуктора.
6. По каким формулам рассчитываются основные геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач?

Лабораторная работа № 4

ИЗУЧЕНИЕ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: изучение кинематических схем червячного, червячно-зубчатого, зубчато-червячного редукторов; изучение конструкции одноступенчатого червячного редуктора с нижним расположением червяка.

Оборудование: редуктор типа «Ч»; штангенциркуль; угломер; ключи гаечные; подставки.

Задание

1. Изучить кинематические схемы червячного, червячно-зубчатого и зубчато-червячного редукторов, их преимущества и недостатки.

2. Изучить конструкцию одноступенчатого червячного редуктора с нижним расположением червяка:

- разобрать редуктор;
- произвести необходимые замеры деталей;
- определить параметры червяка и червячного колеса;
- собрать редуктор.

Основные правила по технике безопасности

1. При разборке и сборке редуктор не должен перемещаться по столу.

2. Перед замером параметров червяка и червячного колеса валы в сборе с установленными на них деталями уложить на специальные подставки.

Общие сведения

Червячные редукторы применяют для передачи движения между валами, оси которых перекрещиваются.

Червячная передача состоит из винта, называемого червяком, и червячного колеса, представляющего собой разновидность косозубого цилиндрического колеса, зубья которого имеют особую дугобразную форму, способствующую некоторому облеганию червяка на дуге (обычно до 100°) и соответственно увеличению длины контактной линии.

Ведущим в червячной передаче является обычно червяк, ведомым – червячное колесо; в редких случаях (для повышающих передач, например, в приводе центрифуг) ведомым может быть червячное колесо.

По относительному положению червяка и червячного колеса различают три основные схемы червячных редукторов: с верхним (рис. 4.1, а), нижним (рис. 4.1, б) и боковым (рис. 4.1, в) расположением червяка.

При нижнем расположении червяка условия смазывания зацепления лучше, при верхнем – хуже, но при этом меньше вероятность попадания в зацепление металлических частиц – продуктов износа. Выбор схемы редуктора обычно обусловлен удобством компоновки привода в целом: при окружных скоростях червяка до 4–6 м/с предпочтительно нижнее расположение червяка; при больших скоростях возрастают потери на перемешивания масла, и в этом случае следует располагать червяк над колесом.

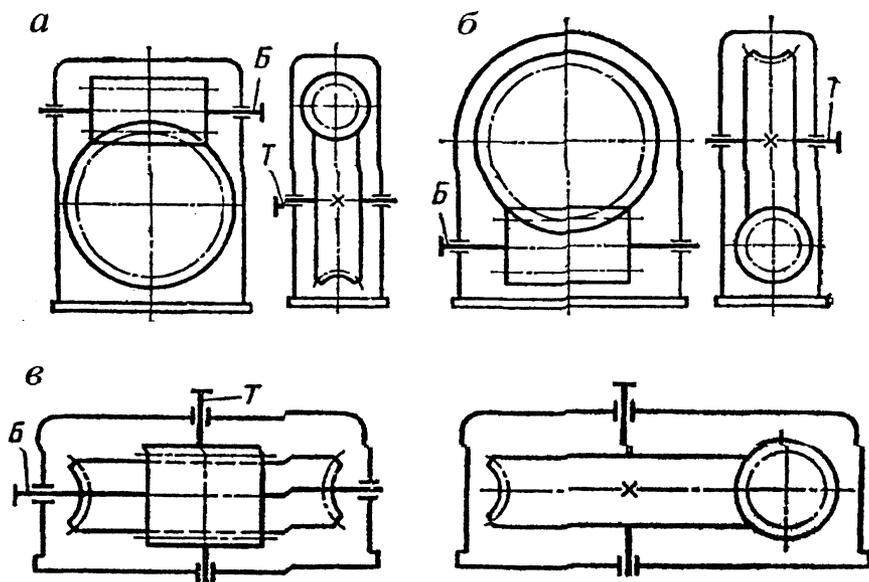


Рис. 4.1. Схемы одноступенчатых редукторов:
а – с верхним; б – нижним; в – боковым расположением червяка

Для получения больших передаточных чисел применяют двух-ступенчатые редукторы (рис. 4.2).

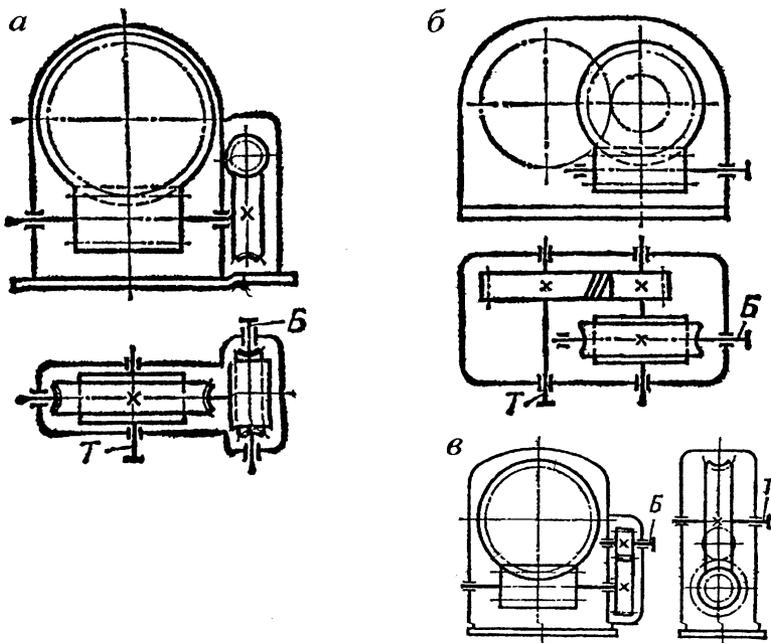


Рис. 4.2. Схемы двухступенчатых редукторов:
 а – червячный; б – червячно-зубчатый; в – зубчато-червячный

Различают два основных вида червячных передач: цилиндрические (с цилиндрическим червяком), наиболее распространенные, и глобоидные (с глобоидным червяком). В соответствии с ГОСТ 19036–94 различают цилиндрические червячные передачи с червяками: архимедовым (ЗА), эвольвентными (ЗЛ), с прямолинейным профилем витка (ЗН) и др.

Червяки для силовых передач изготавливают из углеродистых или легированных сталей с соответствующей термообработкой, обеспечивающей высокую твердость рабочих поверхностей (HRC45–HRC63). Направление витков следует назначать правое; левое направление применяют лишь в особых случаях. Для повышения качества поверхности червяки шлифуют и полируют.

Для уменьшения износа и повышения сопротивляемости заеданию червячные колеса изготавливают из материалов с высокими антифрикционными свойствами, главным образом из бронзы: оловянистой (при скоростях скольжения 5–35 м/с) и алюминиево-железистой (при скоростях скольжения до 10 м/с). Для экономии цветных металлов их делают составными: бронзовый венец (обод) устанавливается на стальную или чугунную ступицу. При скоростях скольжения до 2 м/с колеса больших диаметров можно отливать целиком из чугуна СЧ15-32, СЧ18-36 и СЧ21-40.

Число зубьев червячного колеса Z_2 выбирают в зависимости от передаточного отношения и числа заходов червяка. В силовых передачах надо стремиться к такой заходности червяка, чтобы $Z_2 = 30-70$. При Z_2 , близком к нижнему пределу, несколько уменьшаются габариты передачи; но одновременно снижается ее КПД, так как приходится ставить червяки с малым числом заходов Z_1 , поэтому $Z_2 = 30-50$ рекомендуется лишь при сравнительно небольших передаваемых мощностях.

При больших мощностях надо стремиться повышать КПД, увеличивая Z_2 до 60–70.

Применять $Z_2 > 80$ не рекомендуется, так как в этом случае обычно решающей становится прочность зубьев на изгиб (особенно для бронз с высокой износоустойчивостью). Во избежание подреза зуба брать $Z_2 < 28$ не следует; при меньшем числе зубьев применяют смещение исходного контура (инструмента), как у цилиндрических зубчатых колес.

Устройство одноступенчатого червячного редуктора

Одноступенчатый червячный редуктор (рис. 4.3) состоит из литого чугунного корпуса 1 с ребрами, увеличивающими теплоизлучение, необходимое для охлаждения червячной пары. В корпусе смонтированы подшипниковые узлы, включающие конические подшипники 2 и 3, крышки подшипников 4, 5, 6 и 7, регулировочные прокладки 8 и 9. В подшипниках 2 устанавливается вал 10, выполненный как одно целое с червяком, а в подшипниках 3 – вал 11 червячного колеса 12. Червячное колесо установлено на валу при помощи шпоночного соединения. Корпус 1 закрыт крышкой 13. В месте соединения корпуса и крышки поверхности пришабрены, при окончательной сборке покры-

ты герметиком. Крышка с корпусом скрепляется болтами 14. В верхней части крышки имеется закрываемое смотровой крышкой 15 отверстие, предназначенное для осмотра внутренней части редуктора и заливки масла. В смотровой крышке имеется выштампованное отверстие для сообщения внутренней полости редуктора с атмосферой. Для измерения уровня масла применяется жезловой указатель 16, а для слива – резьбовая пробка 17.

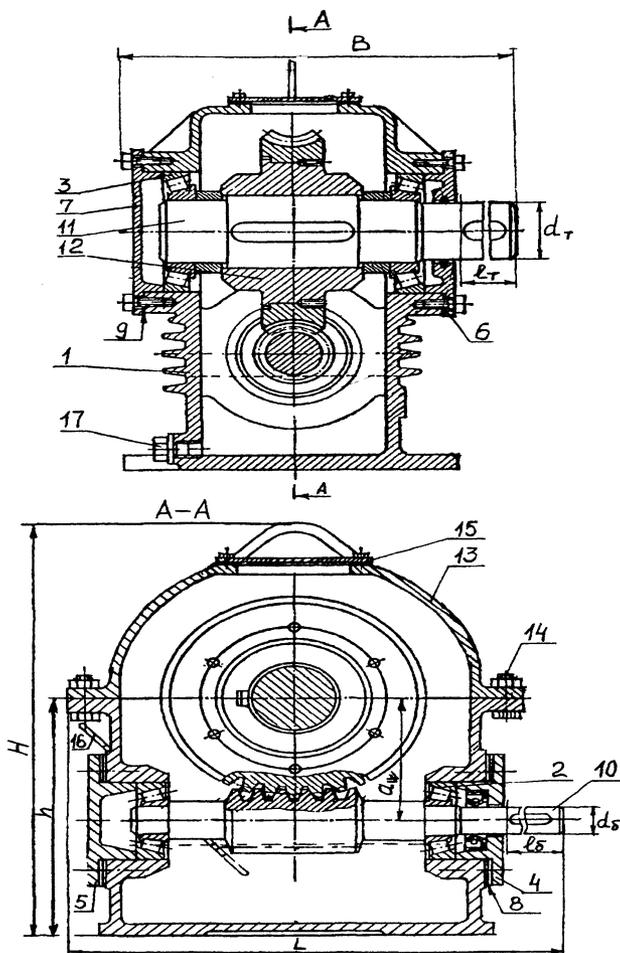


Рис. 4.3. Редуктор червячный

Регулировка зазоров в конических подшипниках осуществляется подбором соответствующей толщины регулировочных прокладок под крышками подшипников.

После регулирования зазоров в конических подшипниках осуществляется регулирование правильности зацепления червяка с червячным колесом. Правильность зацепления устанавливается по величине площади и расположению пятна контакта. Регулирование правильности зацепления осуществляется осевым смещением червячного колеса и червяка путем перестановки прокладок из-под одной крышки подшипника под другую без изменения суммарной их толщины.

Смазка передачи осуществляется разбрызгиванием жидкого масла, заливаемого в корпус, при этом уровень масла не должен быть выше центра тел качения подшипников вала червяка. Смазка подшипников осуществляется масляным туманом.

Порядок выполнения работы

1. Замерами определить и занести в табл. 4.1 следующие размеры:
 - габаритные размеры редуктора: длину L , ширину B , высоту H ;
 - расстояние от установочной плоскости редуктора до плоскости разъема h ;
 - межосевое расстояние a_w ;
 - диаметры выходных концов быстроходного d_6 и тихоходного валов d_7 ;
 - длину присоединительных частей быстроходного l_6 и тихоходного валов l_7 .
2. Разобрать редуктор:
 - отвернуть гайки и снять болты 13 и 14;
 - отвернуть винты и снять крышки подшипников 3, 4, 5, 6;
 - снять крышку редуктора 12;
 - извлечь червячное колесо с валом 10 и кольцами подшипников; вал в сборе установить на подставку;
 - снять червяк с подшипниками и установить на подставку.
3. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей редуктора.
4. Определить параметры червяка и червячного колеса непосредственно измерениями или расчетным путем и внести в табл. 4.2.

5. Рассчитать модуль передачи по формуле

$$m = \frac{d_{a1} + d_{a2} - 2a_w}{4}$$

и согласовать его с нормализованным рядом (см. п. 7.3 в лабораторной работе № 2).

6. Рассчитать коэффициент диаметра червяка

$$q = \frac{d_{a1}}{m} - 2$$

и согласовать его с нормализованным рядом (см. п. 7.3 в лабораторной работе № 2).

7. Рассчитать коэффициент смещения

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q).$$

8. Рассчитать следующие параметры:

- делительный диаметр червяка $d_1 = m \cdot q$;
- начальный диаметр червяка $d_{w1} = (q + 2x)m$;
- делительный диаметр червячного колеса $d_2 = m \cdot z_2$;
- диаметр вершин витков червяка $d_{a1} = d_1 + 2m$;
- диаметр вершин зубьев червячного колеса $d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x)$;
- диаметры впадин червяка и червячного колеса

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x);$$

– передаточное число передачи $U = Z_2 / Z_1$.

Все расчетные параметры занести в табл. 4.2.

9. Собрать редуктор. Сборку производить в порядке обратном разборке.

Таблица 4.1

Основные габаритные, установочные
и присоединительные размеры редуктора

Обозначение размеров	L	B	H	h	a_w	d_6	d_T	l_6	l_T
Значение, мм									

Таблица 4.2

Результаты измерений и расчета параметров
редуктора и элементов червячной передачи

Наименование параметра	Обозначение	Результаты	
		расчета	измерений или по ГОСТ
1. Межосевое расстояние, мм	a_w		
2. Число витков червяка	z_1	—	
3. Число зубьев колеса	z_2	—	
4. Диаметр вершин витков червяка, мм	d_{a1}		
5. Диаметр вершин зубьев червячного колеса, мм	d_{a2}		
6. Модуль червячной передачи, мм	m		
7. Коэффициент диаметра червяка	q		
8. Коэффициент смещения	x		—
9. Делительный диаметр червяка, мм	d_1		—
10. Начальный диаметр червяка, мм	d_{w1}		—
11. Делительный диаметр червячного колеса, мм	d_2		—
12. Диаметр впадин червяка, мм	d_{f1}		—
13. Диаметр впадин червячного колеса, мм	d_{f2}		—
14. Передаточное число передачи	u		—
15. Ширина венца червячного колеса, мм	b	—	

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Строительные и дорожные машины»

Отчет
о лабораторной работе № 4
«Изучение червячного редуктора»

Выполнил(-а) студент(-ка) гр.....ФИО

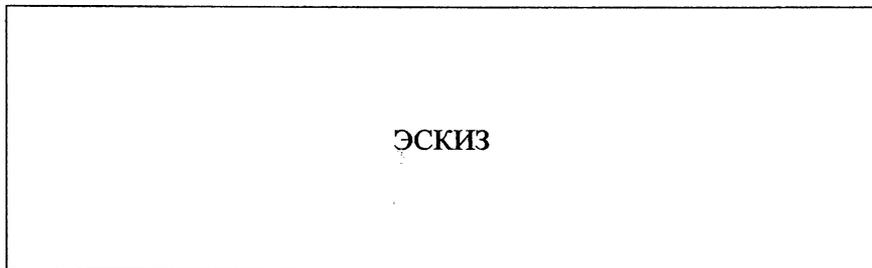
ПринялФИО

Минск
БНТУ
2012

4.1. Цель работы:

- а) изображение одноступенчатого червячного редуктора;
- б) определение модуля передачи и коэффициента диаметра червяка;
- в) определение коэффициента смещения;
- г) определение передаточного числа редуктора.

4.2. Эскиз редуктора.



4.3. Результаты замеров и расчетов.

Основные габаритные, установочные
и присоединительные размеры редуктора

Обозначение размеров	L	B	H	h	a_w	d_6	d_T	l_6	l_T
Значение, мм									

Результаты измерений и расчета параметров
редуктора и элементов червячной передачи

Наименование параметра	Обозначение	Результаты	
		расчета	измерений или по ГОСТ
1. Межосевое расстояние, мм	a_w		
2. Число витков червяка	z_1	—	
3. Число зубьев колеса	z_2	—	
4. Диаметр вершин витков червяка, мм	d_{a1}		
5. Диаметр вершин зубьев червячного колеса, мм	d_{a2}		

Наименование параметра	Обозначение	Результаты	
		расчета	измерений или по ГОСТ
6. Модуль червячной передачи, мм	m		
7. Коэффициент диаметра червяка	q		
8. Коэффициент смещения	x		—
9. Делительный диаметр червяка, мм	d_1		—
10. Начальный диаметр червяка, мм	d_{w1}		—
11. Делительный диаметр червячного колеса, мм	d_2		—
12. Диаметр впадин червяка, мм	d_{f1}		—
13. Диаметр впадин червячного колеса, мм	d_{f2}		—
14. Передаточное число передачи	u		—
15. Ширина венца червячного колеса, мм	b	—	

4.4. Расчетные уравнения.

4.5. Контрольные вопросы.

1. Назначение, устройство и классификация червячных редукторов.
2. Способы смазки передач и подшипниковых узлов.
3. Основные габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора.
4. Что и как регулируется в редукторе?
5. По каким формулам рассчитываются основные геометрические параметры червячных редукторов?

Лабораторная работа № 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И БРАКОВКА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Цель работы: обследовать состояние зубчатого колеса одного из механизмов крана и установить его дефекты; установить параметры цилиндрического колеса; измерить толщину зубьев по постоянной хорде; измерить толщину головки зубьев; определить степень выкрашивания рабочих поверхностей зубьев; сделать заключение о возможности дальнейшей эксплуатации колеса.

Оборудование: штангенциркуль; штангензубомер; глубиномер «Допуск-С2»; нормалемер микрометрический; угломер; образцы зубчатых колес разной степени изношенности.

Требования по технике безопасности

Перед проведением лабораторной работы преподаватель обязан проинструктировать слушателей по технике безопасности на рабочем месте.

Общие сведения

1. Перед обследованием состояния зубчатые колеса, зубчатые муфты, червячные колеса должны быть очищены от грязи, смазки, коррозии.

2. Зубчатые колеса, зубчатые муфты, червячные колеса выбраковываются при наличии следующих дефектов:

– обломов зубьев;

– трещин любых размеров и расположения;

– износа зубьев по толщине:

механизмы подъема, изменения вылета – более 15 %;

механизмы передвижения, поворота – более 20 %;

открытые передачи – более 25 %;

– выкрашивания более 30 % рабочей поверхности при глубине более 5 % толщины зуба;

– толщины головки зуба менее 0,2 модуля передачи.

3. Для расфировки зубчатого колеса подсчитывается число зубьев колеса Z ; измеряются диаметры: вершин зубьев d_a ; впадин зубьев d_f ; угол наклона линии зуба β .

Каждый параметр измеряется 3–5 раз, по возможности на менее изношенных зубьях, и подсчитывается среднее арифметическое измерений.

Результаты заносятся в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Параметры зубчатого колеса

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Повторность измерений					Сумма Σ	Среднее значение
			1	2	3	4	5		
Число зубьев колеса*	z	шт.							
Диаметр вершин зубьев	d_a	мм							
Диаметр впадин зубьев	d_f	мм							
Угол наклона линии зуба	β	град.							

Примечание: * – число зубьев считается один раз.

Определяются параметры исходного контура:

m – модуль;

α – угол главного профиля.

Коэффициенты:

высота головки зуба h_a^* ;

радиального зазора c^* ;

смещения x .

На рис. 5.1 показаны схемы обмера диаметров вершин (d_a) и впадин (d_f) зубчатого колеса при четном (z) и нечетном числе его зубьев. Обмеры производятся штангенциркулем.

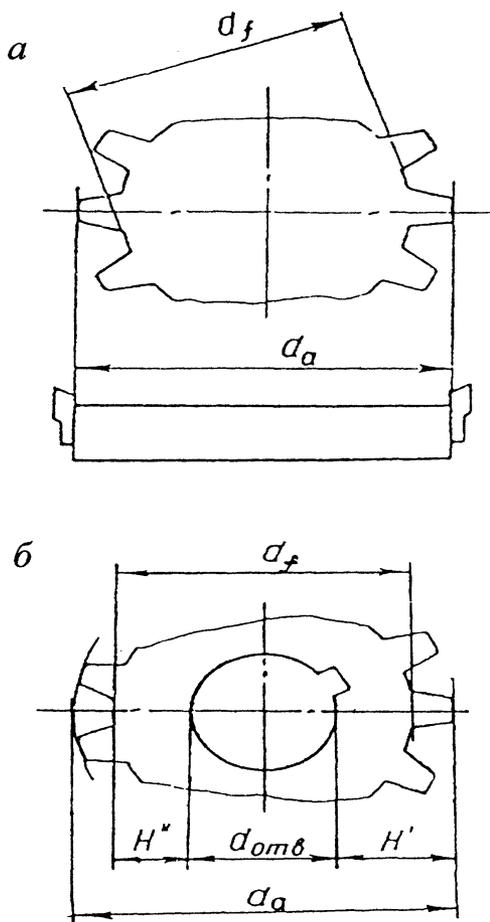


Рис. 5.1. Схема обмера диаметров вершин (d_a) и впадин (d_f) зубчатого колеса:

a – при четном числе зубьев (диаметры d_a и d_f измеряются штангенциркулем);

б – нечетном числе зубьев (диаметры d_a и d_f определяются по формулам

$$d_a = d_{отв} + 2H', \quad d_f = d_{отв} + 2H''$$

Определяются по основному шагу P_o параметры исходного контура: угол главного профиля α и модуль m .

Существует несколько способов определения основного шага в зависимости от наличия зубоизмерительных приборов, инструмента и приспособлений (с помощью шагомера, нормалемера и др.).

С помощью нормалемера измеряют расстояния по нормали W_n и W_{n+k} (рис. 5.2) между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум разноименным рабочим поверхностям, охватывая n и $n+k$ зубьев (табл. 5.2).

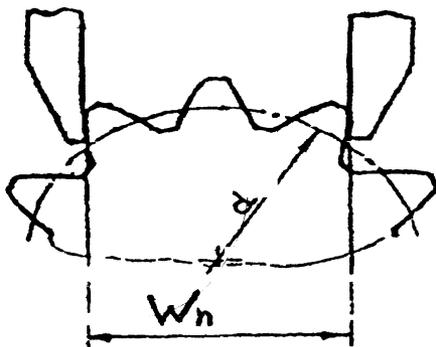


Рис. 5.2. Определение общей нормали

Таблица 5.2

К определению общей нормали

Число зубьев колеса z	Число Z_n охватываемых зубьев при замере	Число Z_{n+k}
14–18	2	3
19–27	3	4
28–36	4	5; 6
37–45	5	6; 7
46–54	6	8; 9
≥ 55	7	9; 10

Тогда

$$P_g = \frac{W_{n+k} - W_n}{Z_{n+k} - Z_n}. \quad (1)$$

Модуль зацепления при угле профиля α исходного контура

$$m = \frac{P_g}{\pi \cdot \cos \alpha}, \text{ мм.} \quad (2)$$

Если $\alpha = 20^\circ$, то $m = 0,3387 P_g$. Найденное значение модуля следует согласовать со стандартным.

Стандартные модули:

1-й ряд – 1,5; 2,0; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20 ...

2-й ряд – 1,75; 2,25; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18 ...

В табл. 5.3 приведены расчетные значения шага по основной окружности в зависимости от угла профиля и модуля зацепления.

Таблица 5.3

Расчетные значения шага P_g (мм)

Угол профиля α	Значение m										
	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75
15°	3,793	4,532	5,310	6,069	6,828	7,586	8,345	9,104	9,862	10,621	11,379
20°	3,690	4,428	5,166	5,904	6,642	7,380	8,118	8,856	9,594	10,332	11,070
	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8	9,0	10	
15°	12,138	13,055	15,173	16,69	18,207	19,724	20,242	24,276	27,311		30,345
20°	11,809	13,285	14,761	16,237	17,713	19,186	20,665	23,617	26,569		29,521

Коэффициент смещения можно найти по формуле

$$X' = \left[\frac{W}{m \cdot \cos \alpha} - \pi(Z - 0,5) - z \cdot \text{inv } \alpha \right] / 2 \text{tg } \alpha, \quad (3)$$

где вместо W и Z подставляют соответственно W_n и Z_n или W_{n+k} и Z_{n+k} ;

$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha$; если $\alpha = 15^\circ$ $\text{inv}15^\circ = 0,00615$;

если $\alpha = 20^\circ$ $\text{inv}20^\circ = 0,0149$.

Большинство зубчатых колес с внешними зубьями нарезается стандартным инструментом реечного типа. Тогда величина суммы коэффициента головки зуба h_a^* и радиального зазора c^* равна

$$h_a^* + c^* \approx \frac{z}{2 \cos \beta} - \frac{d f}{2m} + x'. \quad (4)$$

Полученное значение $(h_a^* + c^*)$ сопоставляется и принимаются h_a^* и c^* ближайšie со значениями из стандартов:

$$h_a^* \text{ --- } 0,8 \quad 1,0 \quad 1,25 \quad 1,5$$

$$c^* \text{ --- } 0,2 \quad 0,25 \quad 0,3 \quad 0,35.$$

Тогда коэффициент смещения инструмента

$$X = (h_a^* + c^*) + \frac{d f}{2m} - \frac{z}{2 \cos \beta}. \quad (5)$$

Значительное расхождение может быть следствием того, что колесо нарезано долбяком или специальным инструментом.

Расчетные значения диаметров колес зубчатого зацепления, если

$X_\Sigma = 0$ ($X_1 = X_2 = 0$ или $X_1 = -X_2$) и $\Delta y = 0$, определяются по формулам:

делительный диаметр

$$d = \frac{mz}{\cos \beta}; \quad (6)$$

диаметр вершин зубьев

$$d'_a = d + 2m(h_a^* + x); \quad (7)$$

диаметр впадин зубьев

$$d'_f = d - 2m(h_a^* + c^* - x). \quad (8)$$

В общем случае коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = 2h_a^* + c^* - \frac{\Delta}{2m},$$

где $\Delta = d_a - d_f$.

Тогда

$$d'_a = d + 2m(h_a^* + x - \Delta y);$$

$$d'_f = d - 2m(h_a^* + c^* - x).$$

4. Контроль толщины зуба большей частью выполняют по постоянной хорде (S_c), которая представляет собой отрезок прямой, соединяющей две точки левой и правой боковых поверхностей зуба, принадлежащих одной соосной цилиндрической поверхности и нормалям, приведенным к ним из одной точки делительной окружности диаметра d (рис. 5.3).

Толщина зуба измеряется при помощи кромочного штангензубомера, который имеет горизонтальную шкалу для замера толщины зуба (\bar{S}_c) по хорде и вертикальную шкалу для замера радиального расстояния (\bar{h}_c) от этой хорды до окружности вершин зубьев колеса. Обе шкалы снабжены нониусами. На этом расстоянии фиксируют установочный упор, который перемещается по вертикальной шкале до тех пор, пока не упрется в вершину зуба, а затем сдвигаются губки штангензубомера до касания с боковыми поверхностями зуба и по горизонтальной шкале определяют хордальную толщину зуба.

Толщину зуба можно определять и штангензубомером с микрометрическими головками (рис. 5.4) или тангенциальным зубомером (рис. 5.5).

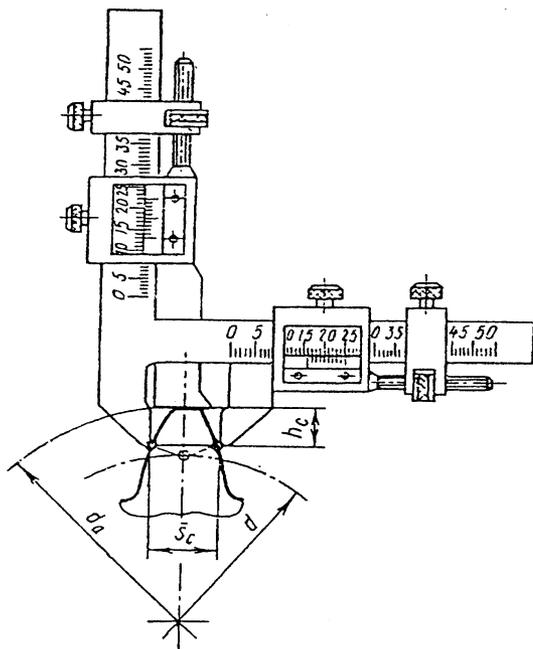


Рис. 5.3. Контроль толщины зуба штангензубомером

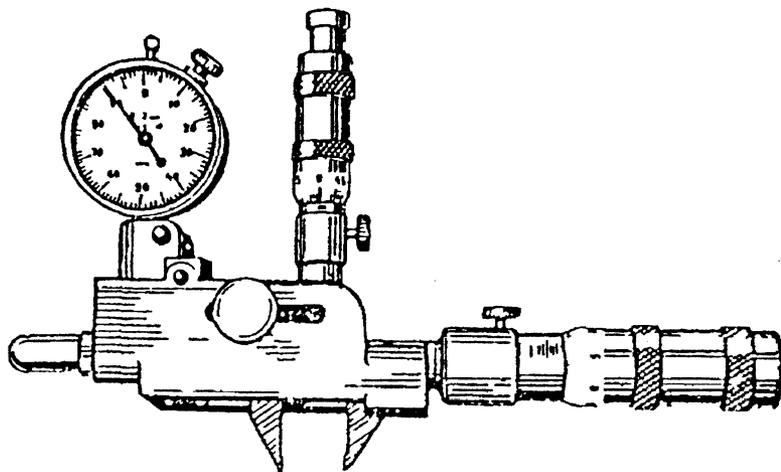


Рис. 5.4. Зубомер кромочный ЗИМ-16

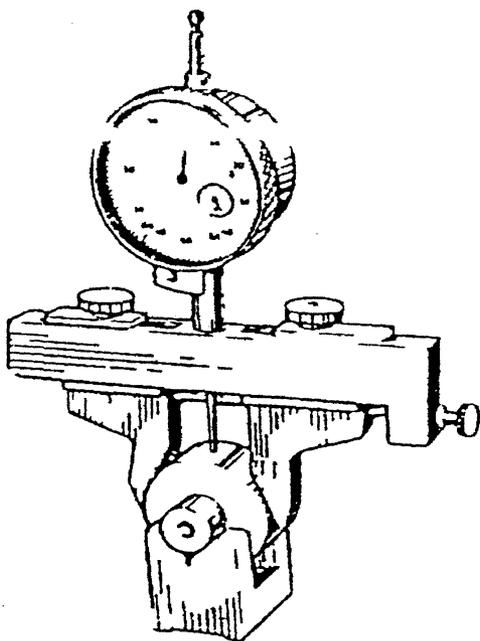


Рис. 5.5. Зубомер тангенциальный 23011

Тангенциальные зубомеры более удобны для этих измерений из-за того, что номинальные размеры толщины зуба и положение линии измерения устанавливается при помощи микрометрических винтов, а отклонение толщины зубьев определяется по индикатору.

Для цилиндрических зубчатых колес длина постоянной хорды

$$S'_{cx} = S_c + x \cdot m \cdot \sin 2\alpha, \quad (9)$$

где $S_c = 1,38705 \cdot m$ — длина постоянной хорды для зубчатых колес, нарезанных без смещения исходного контура с углом зацепления $\alpha = 20^\circ$.

Высота зуба до постоянной хорды

$$h_{cx} = 0,5(d_a - d - S'_{cx} \cdot \operatorname{tg} \alpha). \quad (10)$$

5. Толщина головки зуба определяется по формуле

$$S'_a = m \frac{d_a}{d} \left(\frac{\pi}{2} + 2X \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) + d_a (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_a), \quad (11)$$

где α_a – угол профиля зуба в точке на окружности вершин.
Известно, что

$$\cos \alpha_a = d_b / d_a; \quad d_b = d \cdot \cos \alpha_t; \quad \alpha_t = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \right),$$

где d_b – диаметр основной (базовой) окружности,
 α_t – угол профиля.

Значения функции $\operatorname{inv} \alpha$ приведены в табл. 5.4.

6. Определение степени выкрашивания рабочих поверхностей зубьев.

Бракуют зубчатые колеса по площади усталостного выкрашивания, если она превышает 30 % рабочей поверхности зуба, а глубина их превышает 5 % толщины зуба.

При определении выкрашивания пользуются линейкой, штангенциркулем, механическим глубиномером «Допуск-С2» (рис. 5.6).

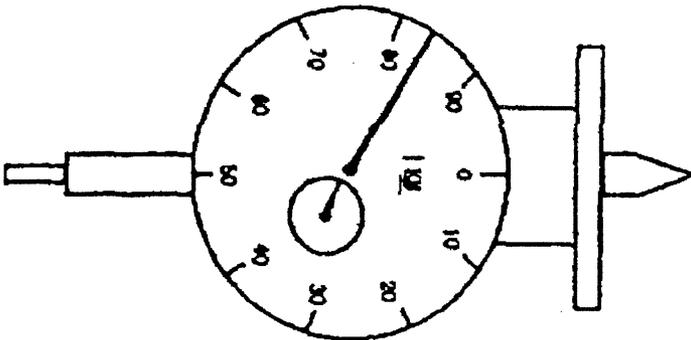


Рис. 5.6. Механический глубиномер «Допуск-С2»

Значение $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$

α°	Часть числа, общая для всей строки	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	0 000	00 177	00 225	00 281	00 346	00 420	00 504	00 598	00 704	00 821	00 950	01 092	01 248
2	0 000	01 418	01 603	01 804	02 020	02 253	02 503	02 771	03 058	03 364	03 689	04 035	04 402
3	0 000	04 790	05 201	05 634	06 091	06 573	07 079	07 610	08 167	08 751	09 362	10 000	10 668
4	0 000	11 364	12 090	12 847	13 634	14 453	15 305	16 189	17 107	18 059	19 045	20 067	21 125
5	0 000	22 220	23 352	24 522	25 731	26 978	28 266	29 594	30 963	32 374	33 827	35 324	36 864
6	0 00	03 845	04 008	04 175	04 317	04 524	04 706	04 897	05 093	05 280	05 481	05 687	05 898
7	0,00	06 115	06 337	06 564	06 797	07 035	07 279	07 528	07 783	08 044	08 310	08 582	08 861
8	0 00	09 145	09 435	09 732	10 034	10 343	10 559	10 980	11 308	11 643	11 984	12 332	12 687
9	0,00	13 048	13 416	13 792	14 174	14 563	14 960	15 363	15 774	16 193	16 618	17 051	17 492
10	0,00	17 941	18 397	18 860	19 332	19 812	20 299	20 795	21 299	21 810	22 330	22 859	23 396
11	0,00	23 941	24 495	25 057	25 628	26 208	26 797	27 394	28 001	28 616	29 241	29 875	30 518
12	0,00	31 171	31 832	32 504	33 185	33 875	34 575	35 285	36 005	36 735	37 474	38 224	38 984
13	0,00	39 754	40 534	41 325	42 126	42 938	43 760	44 593	45 437	46 291	47 157	48 033	48 921
14	0,00	49 819	50 729	51 650	52 582	53 526	54 482	55 448	56 427	57 417	58 420	59 434	60 460
15	0,00	61 498	62 548	63 611	64 686	65 773	66 873	67 985	69 110	70 248	71 398	72 561	73 738
16	0 0	07 493	07 613	07 735	07 857	07 982	08 107	08 234	08 362	08 492	08 623	08 756	08 889
17	0 0	09 025	09 161	09 299	09 439	09 580	09 722	09 866	10 012	10 148	10 307	10 456	10 608
18	0,0	10 760	10 915	11 071	11 228	11 387	11 547	11 709	11 873	12 038	12 205	12 373	12 543
19	0,0	12 715	12 888	13 063	13 240	13 418	13 598	13 779	13 963	14 148	14 334	14 523	14 713
20	0,0	14 904	15 098	15 293	15 490	15 689	15 890	16 092	16 296	16 502	16 710	16 920	17 132
21	0,0	17 345	17 560	17 777	17 996	18 217	18 440	18 665	18 891	19 120	19 350	19 583	19 817
22	0,0	20 054	20 292	20 533	20 775	21 019	21 266	21 514	21 765	22 018	22 272	22 529	22 788
23	0,0	23 049	23 312	23 577	23 845	24 114	24 386	24 660	24 936	25 214	25 495	25 778	26 062
24	0,0	26 350	26 639	26 931	27 225	27 521	27 820	28 121	28 424	28 729	29 037	29 348	29 660
25	0,0	29 975	30 293	30 613	30 935	31 260	31 587	31 917	32 249	32 583	32 920	33 260	33 602
26	0 0	33 947	34 294	34 644	34 997	35 352	35 709	36 069	36 432	36 796	37 168	37 537	37 910
27	0 0	38 287	38 666	39 047	39 432	39 819	40 209	40 602	40 997	41 395	41 797	42 201	42 607
28	0 0	43 017	43 430	43 845	44 264	44 685	45 110	45 537	45 967	46 400	46 837	47 276	47

α°	Часть числа, общая для всей строки	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
29	0,0	48 164	48 612	49 064	49 518	49 976	50 437	50 901	51 368	51 838	52 312	52 788	53
30	0,0	53 751	54 238	54 728	55 221	55 717	56 217	56 720	57 226	57 736	58 249	58 765	59
31	0,0	59 809	60 336	60 866	61 400	61 937	62 478	63 022	63 570	64 122	64 677	65 236	65
32	0,0	66 364	66 934	67 507	68 084	68 665	69 250	69 838	70 430	71 026	71 626	72 230	72
33	0,0	73 449	74 064	74 684	75 307	75 934	76 565	77 200	77 839	78 483	79 130	79 781	80
34	0,0	81 097	81 760	82 428	83 100	83 777	84 457	85 142	85 832	86 525	87 223	87 925	88
35	0,0	89 342	90 058	90 777	91 502	92 230	92 963	93 701	94 443	95 190	95 942	96 698	97
36	0,	09 822	09 899	09 977	10 055	10 133	10 212	10 292	10 371	10 452	10 533	10 614	10
37	0,	10 788	10 861	10 944	11 028	11 113	11 197	11 283	11 369	11 455	11 542	11 630	11
38	0,	11 806	11 895	11 985	12 075	12 165	12 257	12 348	12 441	12 534	12 627	12 721	12
39	0,	12 911	13 006	13 102	13 199	13 297	13 395	13 493	13 592	13 692	13 792	13 893	13
40	0,	14 097	14 200	14 303	14 407	14 511	14 616	14 722	14 829	14 936	15 043	15 152	15
41	0,	15 370	15 480	15 591	15 703	15 815	15 928	16 041	16 156	16 270	16 386	16 502	16
42	0,	16 737	16 855	16 974	17 093	17 214	17 336	17 457	17 579	17 702	17 826	17 951	18
43	0,	18 202	18 329	18 457	18 585	18 714	18 844	18 975	19 106	19 238	19 371	19 505	19
44	0,	19 774	19 910	20 047	20 185	20 323	20 463	20 603	20 743	20 885	21 028	21 171	21
45	0,	21 460	21 606	21 753	21 900	22 049	22 198	22 348	22 499	22 651	22 804	22 958	23
46	0,	23 268	23 424	23 582	23 740	23 899	24 059	24 220	24 382	24 545	24 709	24 874	25
47	0,	25 206	25 374	25 543	25 713	25 883	26 055	26 228	26 401	26 576	26 752	26 929	27
48	0,	27 285	27 465	27 646	27 828	28 012	28 196	28 381	28 567	28 755	28 943	29 133	29
49	0,	29 516	29 709	29 903	30 098	30 295	30 492	30 691	30 891	31 092	31 295	31 498	31
50	0,	31 909	32 116	32 324	32 534	32 745	32 957	33 171	33 385	33 601	33 818	34 037	34
51	0,	34 478	34 700	34 924	35 149	35 376	35 604	35 833	36 063	36 295	36 529	36 763	36
52	0,	37 237	37 476	37 716	37 958	38 202	38 446	38 693	38 941	39 190	39 441	39 693	39
53	0,	40 202	40 459	40 717	40 977	41 239	41 502	41 767	42 034	42 302	42 571	42 843	43
54	0,	43 390	43 667	43 945	44 425	44 506	44 789	45 074	45 361	45 650	45 940	46 232	46
55	0,	46 822	47 119	47 419	47 720	48 023	48 328	48 635	48 944	49 255	49 568	49 882	50
56	0,	50 518	50 838	51 161	51 486	51 813	52 141	52 472	52 805	53 141	53 478	53 817	54
57	0,	54 503	54 849	55 197	55 547	55 900	56 255	56 612	56 972	57 333	57 698	58 064	58
58	0,	58 804	59 178	59 554	59 933	60 314	60 697	61 083	61 472	61 863	62 257	62 653	63
59	0,	63 454	63 858	64 265	64 674	65 086	65 501	65 919	66 340	66 763	67 189	67 618	68

Выкрашивание на рабочей поверхности зубьев происходит, как правило, у шестерен, имеющих твердость поверхности больше 45HRC₃. При меньшей твердости износ зубьев по толщине предупреждает выкрашивание. Этот дефект возникает также при работе зубчатых передач без смазки и в открытых передачах.

Определение допустимой площади выкрашивания на сторону зуба производится по формуле

$$F_{\text{доп}} = B_1 \cdot B_2, \text{ мм}^2, \quad (12)$$

где B_1 – условная допустимая длина выкрошенного участка определяется

$$B_1 = A \cdot B_{\text{черт}},$$

где A – коэффициент, зависящий от отношения $B_{\text{черт}}$ к модулю $\left(\frac{B_{\text{черт}}}{m}\right)$, для конических колес – наибольший модуль;

$B_{\text{черт}}$ – номинальная длина зуба по чертежу (ширина зуба), в конических шестернях – по вершине зуба.

Величина коэффициента A для зубчатых пар редукторов со смазкой указаны в табл. 5.5.

Таблица 5.5

Значение коэффициента A для зубчатых передач

Характер передачи	$\frac{B_{\text{черт}}}{m}$				
	3,5–5,0	5–8	8–10	10–15	≥ 15
	Значение коэффициента A , %				
Цилиндрические зубчатые передачи:					
передвижные шестерни	15–20	11–12	7–9	6,2–6,8	4–5
шестерни постоянного зацепления	18–20	14–15	12–13	11,0–11,5	7–8
Прямозубые конические зубчатые передачи	21–28	13–19	8–10	5–6	3–4

Результаты обследования занести в табл. 5.7.

Таблица 5.7

Результаты обследования

Наименование дефекта	Наличие дефекта
Облом зубьев	
Трещины	
Износ зубьев по толщине	
Износ головки зубьев	
Выкрашивание рабочих поверхностей зубьев	

2. Определить основные размеры и параметры зубчатого колеса:
число зубьев;

диаметр вершин зубьев d_a или $d_{\text{овв}}$ и H' (см. рис. 5.1);

диаметр впадин зубьев d_f или $d_{\text{отв}}$ и H'' (см. рис. 5.1);

угол наклона зубьев β (для косозубых колес);

длину общей нормали – W_n и W_{n+k} (см. рис. 5.2);

число охватываемых зубьев – Z_n и Z_{n+k} (см. рис. 5.2).

Данные занести в табл. 5.8.

Таблица 5.8

Результаты замеров

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Величина
Число зубьев	Z	шт.	
Диаметр вершин зубьев	d_a	мм	
Диаметр впадин зубьев	d_f	мм	
Диаметр отверстия (см. рис. 5.1, б)	$d_{\text{отв}}$	мм	
Высота (см. рис. 5.1, б)	H'	мм	
Высота (см. рис. 5.1, б)	H''	мм	

Условная допустимая ширина выкрошенного участка (B_2) определяется

$$B_2 = \sqrt{m},$$

здесь m – модуль, мм.

Значения B_2 представлены в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Допустимая ширина выкрошенного зуба, мм

m	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10
B_2	1,8	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,6	2,8	3	3,2

Допустимая площадь выкрашивания сопоставляется с действительно измеренной, при этом глубина не должна превышать 5 % толщины зуба по делительной окружности.

Местное выкрашивание площадью менее $1,5 \text{ мм}^2$ не дефектуется.

Сколы и выкрашивания на торцах зубьев возникают в шестернях, зубья которых имеют твердость 45HRC, при кратковременных ударных нагрузках по торцам при вводе шестерен в зацепление. Допустимая глубина скола и выкрашивания – не более 1 мм, а длина по рабочей стороне зуба, измеренная от торца, – не более 2–2,5 мм (последняя величина для шестерен, имеющих длину зуба по чертежу более 30 мм).

Порядок выполнения работы

1. Обследовать образец зубчатого колеса в соответствии с п. 1.

При этом установить наличие:

- облома зубьев;
- трещин;
- износа зубьев по толщине;
- износа головки зубьев;
- выкрашивание рабочих поверхностей зубьев.

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Величина
Угол наклона линии зуба	β	град.	
Число охватываемых зубьев	Z_n	шт.	
Число охватываемых зубьев	Z_{n+k}	шт.	
Длина общей нормали	W_n	мм	
Длина общей нормали	W_{n+k}	мм	

3. Выполнить расчеты следующих параметров.

Для зубчатых колес с нечетным числом зубьев рассчитывают:

- диаметр вершин зубьев $d_a = d_{отв} + 2H'$;
- диаметр впадин зубьев $d_f = d_{отв} + 2H''$.

Результаты расчетов занести в табл. 5.8.

Рассчитывают:

- основной шаг P_s по формуле (1);
- модуль зацепления m по формуле (2);
- полученное значение согласовывают со стандартом;
- коэффициент смещения x' по формуле (3);
- сумму коэффициентов головки зуба и радиального зазора $(h_a^* + c^*)$ по формуле (4);
- полученное значение округляют и принимают по стандарту h_a^* и c^* .

Для зубчатых колес, изготовленных со смещением исходного контура, уточняют коэффициент смещения x по формуле (5).

Рассчитывают:

- делительный диаметр d по формуле (6);
- диаметр вершин зубьев d_a по формуле (7);
- диаметр впадин зубьев d_f по формуле (8);
- высоту зуба до постоянной хорды h_{cx} ;
- толщину зуба S_{cx} и толщину головки зуба S_a по формулам (9)–(11);
- допустимую площадь выкрашивания на сторону зуба $F_{доп}$ по формуле (12).

Результаты расчетов занести в табл. 5.9.

Таблица 5.9

Результаты расчетов

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Величина
Основной шаг	P_a	мм	
Модуль зацепления	m	мм	
Коэффициент смещения (предварительный)	x'	—	
Сумма коэффициентов головки зуба и радиального зазора	$h_a^* + c^*$	—	
Коэффициент головки зуба	h_a^*	—	
Коэффициент радиального зазора	c^*	—	
Коэффициент смещения	x	—	
Делительный диаметр	d	мм	
Диаметр вершин зубьев	d_a	мм	
Диаметр впадин зубьев	d_f	мм	
Высота зуба до постоянной хорды	h_{cx}	мм	
Толщина зуба	S_{cx}	мм	
Толщина головки зуба	S_a	мм	
Допустимая площадь выкрашивания на сторону зуба	$F_{доп}$	мм ²	

Примечание: расхождение диаметров d_a и d_f замеренных и d_a и d_f расчетных должно быть незначительным.

4. Замерить:

- толщину зуба на высоте постоянной хорды S_{cx} , мм;
- толщину головки зуба S_a , мм;
- длину зуба l_3 , мм,
- зону выкрашивания $l \cdot b$ (рис. 5.7), мм²;
- глубину выкрашивания h , мм.

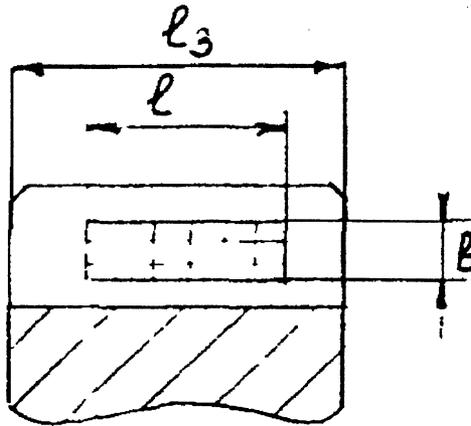


Рис. 5.7. Схема к определению площади выкрашивания зуба

Определяют:

– износ зубьев по толщине

$$\Delta S_{cx} = \frac{S'_{cx} - S_{cx}}{S'_{cx}} \cdot 100\%; \quad \Delta S_{cx} = S'_{cx} - S_{cx};$$

– износ головки зуба по толщине

$$\Delta S_a = S'_a - S_a;$$

– рабочую поверхность

$$A_{\text{раб}} = l_3 \cdot 0,5(d_a - d_b);$$

Результаты замеров и расчетов занести в табл. 5.10.

Таблица 5.10

Размер или параметр	Обозна- чение	Вели- чина	Величина или величина изменения		Приме- чание
			допустимая	действи- тельная	
Толщина зуба, мм	S_{cx}		$(0,15 - 0,3) S'_{cx}$ -----		
Толщина головки зуба, мм	S_a		$\frac{0,2 \cdot m}{-----}$		
Длина зуба, мм	l_3		—	—	
Рабочая поверхность, мм ²	$A_{раб}$				
Зона выкрашивания, мм ²	$l \cdot v$		$\frac{0,3 \cdot A_p}{-----}$		
Глубина выкрашивания, мм	h		$\frac{0,05 \cdot S_{cx}}{-----}$		

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Строительные и дорожные машины»

Отчет
о лабораторной работе № 5
«Определение основных параметров
и браковка зубчатых колес»

Выполнил(-а) студент(-ка) гр.....ФИО

ПринялФИО

Минск
БНТУ
2012

5.1. Цель работы:

- а) оценка состояния зубьев колеса по степени износа и питтинга рабочих поверхностей;
- б) определение модуля зацепления;
- в) определение коэффициента смещения.

5.2. Схема обмера зубчатого колеса.

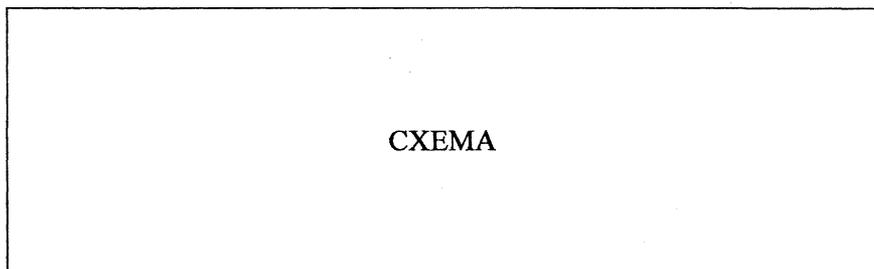


Рис. 5.1. Схема обмера диаметров вершин (d_a) и впадин (d_f) зубчатого колеса:

a – при четном числе зубьев (диаметры d_a и d_f измеряются штангенциркулем);

б – нечетном числе зубьев (диаметры d_a и d_f определяются по формулам

$$d_a = d_{отв} + 2H' \quad \text{и} \quad d_f = d_{отв} + 2H''$$

5.3. Результаты обследования.

Результаты обследования колеса

Наименование дефекта	Наличие дефекта
Облом зубьев	
Трещины	
Износ зубьев по толщине	
Износ головки зубьев	
Выкрашивание рабочих поверхностей зубьев	

5.4. Результаты обмера.

Результаты обмера колеса

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Величина
Число зубьев	Z	шт.	
Диаметр вершин зубьев	d_a	мм	
Диаметр впадин зубьев	d_f	мм	
Диаметр отверстия (см. рис. 5.1, б)	$d_{отв}$	мм	
Высота (см. рис. 5.1, б)	H'	мм	
Высота (см. рис. 5.1, б)	H''	мм	
Угол наклона линии зуба	β	град.	
Число охватываемых зубьев	Z_n	шт.	
Число охватываемых зубьев	Z_{n+k}	шт.	
Длина общей нормали	W_n	мм	
Длина общей нормали	W_{n+k}	мм	

5.5. Результаты расчетов.

Результаты расчетов

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Величина
Основной шаг	P_e	мм	
Модуль зацепления	m	мм	
Коэффициент смещения (предварительный)	x'	—	
Сумма коэффициентов головки зуба и радиального зазора	$h_a^* + c^*$	—	
Коэффициент головки зуба	h_a^*	—	
Коэффициент радиального зазора	c^*	—	
Коэффициент смещения	x	—	
Делительный диаметр	d	мм	
Диаметр вершин зубьев	d_a	мм	
Диаметр впадин зубьев	d_f	мм	

Окончание таблицы

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Величина
Высота зуба до постоянной хорды	h_{cx}	мм	
Толщина зуба	S'_{cx}	мм	
Толщина головки зуба	S'_a	мм	
Допустимая площадь выкрашивания на сторону зуба	$F_{доп}$	мм ²	

Результаты замеров и расчетов

Размер или параметр	Обозначение	Величина	Величина или величина изменения		Примечание
			допустимая	действительная	
Толщина зуба, мм	S_{cx}		$(0,15 - 0,3)S'_{cx}$ -----		
Толщина головки зуба, мм	S_a		$\frac{0,2 \cdot m}{-----}$		
Длина зуба, мм	l_3		—	—	
Рабочая поверхность, мм ²	$A_{раб}$				
Зона выкрашивания, мм ²	$l \cdot e$		$\frac{0,3 \cdot A_p}{-----}$		
Глубина выкрашивания, мм	h		$\frac{0,05 \cdot S'_{cx}}{-----}$		

5.6. Расчетные уравнения.

5.7. Контрольные вопросы.

1. По каким дефектам бракуются зубчатые колеса?
2. Как определяется модуль зубчатого колеса?
3. Как определяется толщина зуба и величина его износа?
4. Чем и как измеряется толщина зуба?

Содержание

Введение.....	3
Лабораторная работа № 1 ИЗУЧЕНИЕ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ ТИПОВЫХ ДЕТАЛЕЙ И СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ, МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ, СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМАХ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН.....	4
Лабораторная работа № 2 СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ... ..	14
Лабораторная работа № 3 ИЗУЧЕНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА.....	47
Лабораторная работа № 4 ИЗУЧЕНИЕ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА.....	59
Лабораторная работа № 5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И БРАКОВКА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС.....	70

Учебное издание

ДЕТАЛИ МАШИН

Лабораторные работы
для студентов специальности

1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные
и дорожные машины и оборудование»

Составитель

ШАВЕЛЬ Анатолий Андреевич

Редактор *Т. В. Купель*

Компьютерная верстка *А. Г. Занкевич*

Подписано в печать 12.04.2012. Формат 60×84 ¹/₈. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 5,46. Уч.-изд. л. 4,27. Тираж 100. Заказ 157.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65.220013, г. Минск.