

**Государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования Московской области
«Университет «Дубна»
Филиал «Протвино»
Кафедра «Автоматизация технологических процессов и
производств»**

А.А. Евсиков, П.В. Маков, А.М. Сасов

**ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»**

ЭЛЕКТРОННОЕ МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

Рекомендовано
кафедрой автоматизации технологических
процессов и производств
филиала «Протвино» государственного
университета «Дубна»
в качестве методического пособия для студентов,
обучающихся по направлению
«Автоматизация технологических процессов и производств»

Протвино
2017

ББК 34.44я 73
Е25

Рецензент:

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
«Транспортные средства и бортовые информационно-
управляющие системы»
ФГБОУ ВО «Московский технологический университет»
А.В. Меркулов

Евсиков, А.А

Е25 Лабораторные работы по дисциплине «Прикладная механика»: электронное методическое пособие / А.А. Евсиков, П.В. Маков, А.М. Сасов. — Протвино, 2017. — 44 с.: ил.

В методическом пособии изложен теоретический материал, необходимый для выполнения лабораторных работ по дисциплине «Прикладная механика», а также приводится методика выполнения лабораторных работ.

Методическое пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению «Автоматизация технологических процессов и производств».

ББК 34.44я 73

© Государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования Московской области
«Университет «Дубна», филиал «Протвино», 2017
© Евсиков А.А., Маков П.В., Сасов А.М., 2017

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1 Построение эвольвентных профилей зубьев колёс методом обкатки с помощью зубчатой рейки

Цель: изучение и овладение методом построения профилей зубьев колёс с помощью лабораторного стенда.

Задачи:

1. ознакомление с материалами, способами и методами изготовления зубчатых колёс;
2. изучение устройства и принципа действия лабораторного стенда;
3. овладение навыками расчета геометрических параметров зубчатых колес.

1.1 Материалы, способы и методы изготовления зубчатых колёс

Для изготовления зубчатых колес применяют следующие **материалы:**

— сталь углеродистая обыкновенного качества марок Ст5, Ст6; качественная сталь марок 35, 40, 45, 50, 55; легированная сталь марок 12ХНЗА, 30ХГС, 40Х, 35Х, 40ХН, 50Г; сталь 35Л, 45Л, 55Л;

— серый чугун марок СЧ10, СЧ15, СЧ20, СЧ25, СЧ30, СЧ40, высококачественный чугун марок ВЧ50-2, ВЧ45-5;

— неметаллические материалы (текстолит марок ПТК, ПТ, ПТ-1, лигнофоль, бакелит, капрон и др.).

Для **изготовления** зубчатых колёс может использоваться несколько способов:

1) литьё (без последующей механической обработки зубьев), для современных машин этот способ применяют редко;

2) накатка зубьев на заготовке (без последующей их обработки);

3) нарезание зубьев (то есть зубья получаются в процессе механической обработки заготовки).

Накатывание зубчатых поверхностей имеет большие преимущества перед способами обработки резанием:

1. повышает производительность в 5—30 раз;
2. увеличивает износостойкость и прочность зубьев;
3. значительно уменьшает отходы металла и др. Различают горячее и холодное накатывание.

Горячее накатывание (рис. 1.1) применяют для профилей с модулем больше 2 мм.

Холодное накатывание рекомендуется для мелко модульных колес с модулем до 1,5...2 мм.

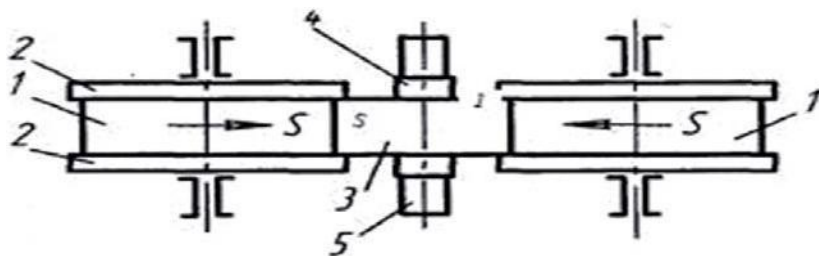


Рис. 1.1. Схема горячего накатывания зубьев колес: 1 — накатники; 2 — реборды; 3 — заготовка; 4 — переходная втулка; 5 — оправка.

Может применяться и комбинированное накатывание для средних и крупных модулей (основная пластическая деформация проводится в горячем состоянии, а окончательное профилирование — в холодном).

Горячее накатывание производится как с радиальной, так и с продольной подачей.

Перед накатыванием заготовку нагревают до 1000...1200°C за 20...30 сек. до накатывания, затем устанавливают на оправку специального станка и производят накатывание.

В большинстве случаев зубчатые колеса изготавливают способом нарезания, поэтому рассмотрим его более подробно.

Различают два метода зубонарезания:

1. копирование;
2. обкатка (огибание).

Распространенной разновидностью метода копирования является зубофрезерование. Зубофрезерование осуществляется на зубофрезерных вертикальных и горизонтальных станках-полуавтоматах.

Впадины зубчатого венца прорезаются инструментом, профиль режущей части которого соответствует очертаниям впадины. Нарезание зубьев осуществляют **модульной дисковой** (рис. 1.2) или **модульной концевой** (рис. 1.3) фрезой.



Рис. 1.2. Нарезание зубьев
модульной дисковой фрезой



Рис. 1.3. Нарезание зубьев
модульной концевой фрезой

Режущие кромки зубьев дисковой или концевой фрезы изготовляют по форме впадины между зубьями колеса, и при фрезеровании они копируют форму впадины, создавая, таким образом, две половины профилей двух соседних зубьев. После нарезания одной впадины заготовка поворачивается на один зуб с помощью делительного механизма и фреза снова проходит по новой впадине между зубьями. Далее процесс повторяется.

В качестве метода копирования также используют протягивание как наружных, так и внутренних зубчатых поверхностей.

При нарезании зубьев **методом обкатки** процесс нарезания уподобляется процессу зацепления пары зубчатых колес.

В данном методе может использоваться **два способа** нарезки:

1. — инструменту придается форма детали, которая могла бы работать в зацеплении с нарезаемым колесом (зубчатое колесо, зубчатая рейка, червяк);

2. — инструмент выполняют таким образом, чтобы его режущие кромки описывали в пространстве поверхность профиля зубьев некоторого зубчатого колеса или зубчатой рейки, которые называют, соответственно, производящим колесом или производящей рейкой.

В процессе взаимного обкатывания заготовки и инструмента режущие кромки инструмента, постепенно удаляя материал из на-резаемой впадины заготовки, образуют на ней зубья.

Достоинством метода обкатки является то, что он позволяет одним и тем же инструментом изготавливать колеса с зубьями различной формы. Изменяя относительное расположение инструмента и заготовки на станке, можно получать зубья различной формы и толщины (передачи со смещением).

Кроме того обкатка, по сравнению со способом копирования, обеспечивает большую точность и производительность.

Нарезание зубьев цилиндрических зубчатых колес методом обкатки производится с помощью различных **инструментов**:

1. червячных фрез (зубофрезерование);
2. дисковых долбяков (зубодолбление);
3. долбяков в виде гребенок-реек (зубострогание).

При нарезании зубьев зубофрезерованием (рис. 4) используют универсальные зубофрезерные станки и специальный режущий инструмент — **червячные фрезы**. Станки выпускают с вертикальной или горизонтальной осями вращения фрезы. Метод является высокопроизводительным.

Червячная фреза, кроме вращения, совершает поступательное движение подачи вдоль образующей цилиндра нарезаемого колеса, в результате чего колесо обрабатывается по всей его ширине (рис. 1.4.).

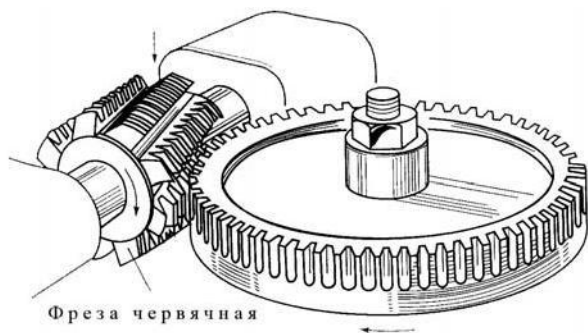


Рис. 1.4. Зубонарезание червячной фрезой

Нарезание зубьев зубодолблением (рис. 1.5) осуществляется на зубодолбежных станках. Режущим инструментом является **долбяк**, представляющий собой зубчатое колесо с эвольвентным профилем зубьев. В процессе нарезания долбяк и нарезаемое зубчатое колесо находятся в относительном движении зацепления (без зазора).

В зависимости от величины модуля зубчатого колеса количество **рабочих ходов долбяка** при нарезании может быть различным:

1. для $m = 1 \dots 2$ мм осуществляется один рабочий ход;
2. для $2 < m < 4$ — два рабочих хода;
3. для $m > 4$ мм — три рабочих хода.

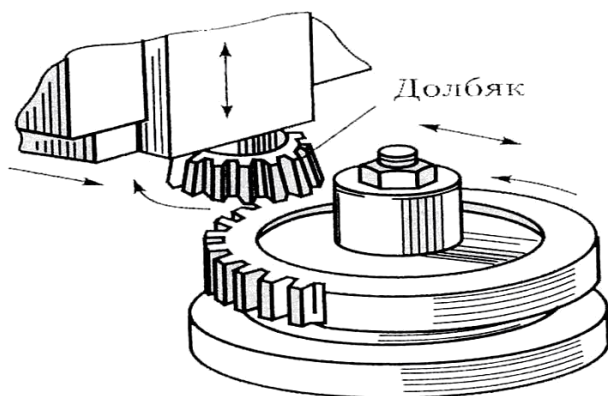


Рис. 1.5. Зубонарезание дисковым долбяком

Зубодолбление является **единственным методом** для нарезания колес с внутренним зацеплением (при средних и малых диаметрах), а также при обработке зубчатых венцов в блочных шестернях.

Нарезание зубьев зубостроганием (рис. 1.6) основано на зацеплении колеса и рейки. Воспроизводимой инструментом является **зубчатая рейка (гребенка)**. Обработка колес осуществляется на станках двух типов: с вертикальной и горизонтальной осью заготовки. Станки последнего типа применяют также для обработки колес с неразрывным шевронным зубом.

Достоинством зубчатой рейки как инструмента является простота конструкции. Благодаря этому достигается высокая точность изготовления инструмента и нарезаемых рейкой колес.

Процесс нарезания колеса осуществляется при поступательном и вращательном перемещении заготовки в горизонтальной плоскости относительно рейки и при возвратно-поступательном движении рейки в вертикальной плоскости. Преимущество — более высокая производительность изготовления колес и возможность нарезания одним и тем же инструментом зубчатых колес с разным числом зубьев.

У зубострогания производительность меньше, чем у зубофрезерования червячной фрезой и зубодолбления.

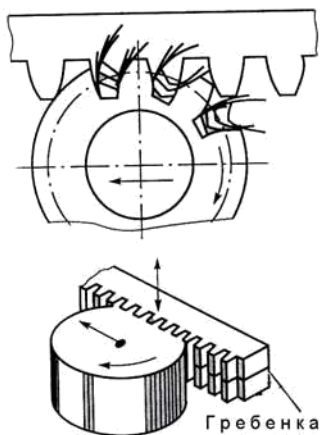


Рис. 1.6. Зубонарезание гребенкой
(зубчатой рейкой)

В качестве чистовой обработки зубьев зубчатых колес применяют **шевингование, шлифование и хонингование**.

При **шевинговании** (рис. 1,7) осуществляется чистовая обработка зубьев незакаленных цилиндрических зубчатых колес с твердостью обычно не более $HRC\ 40$ при помощи инструмента — **шевера**.

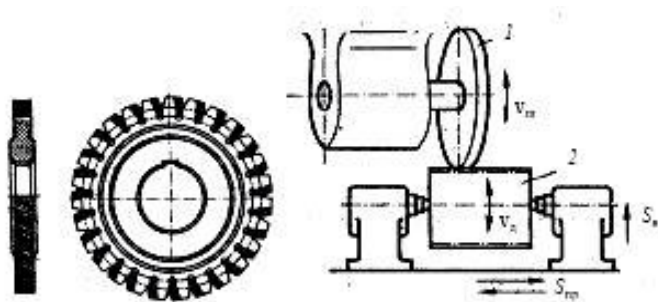


Рис. 1.7. Шевингование

Шлифование является наиболее надежным методом отделочной обработки, обеспечивающем высокую точность и используется, как правило, для закаленных зубчатых колес. Шлифование зубьев производят на различных зубошлифовальных станках как методом копирования, так и методом обкатки.

На станках, работающих по методу копирования, шлифуют зубчатые колеса профилированными кругами (рис. 1.8).

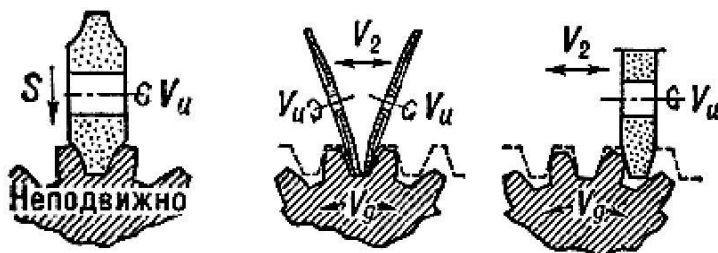


Рис. 1.8. Шлифовка- Рис. 1.9. Шлифование зубьев методом обкатки ние зубьев методом копирования

Метод обкатки осуществляется на зубошлифовальных станках.

Инструментом является воображаемая рейка (рис. 1.9), боковые стороны зуба которой образованы шлифовальными тарельча-тыми кругами.

На практике существуют и другие методы шлифования цилиндрических зубчатых колес: дисковым кругом; двумя дисковыми кругами; червячным кругом и др.

Хонингование применяют для чистовой отделки зубьев, как правило, закаленных цилиндрических колес внешнего и внутреннего зацеплений. Процесс осуществляется на зубохонинговальных станках с помощью зубчатого абразивного инструмента — **хона** (рис. 1.10).

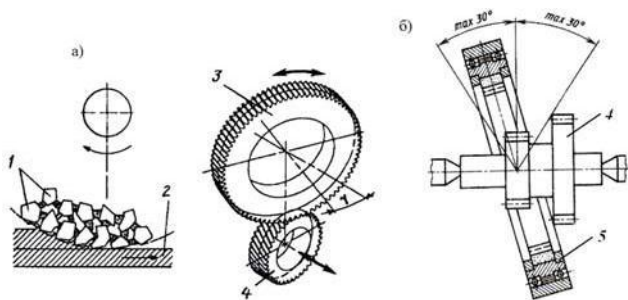


Рис. 1.10. Зубохонингование хонем с внешним а) и внутренним б) зацеплением:
1 – абразивное алмазное зерно; 2 – поверхность зуба; 3,5 – хон; 4 – шестерня;

К отделочным методам относятся также: обкатка зубьев и прикатка (зацепление с эталонным колесом); притирка (искусственное изнашивание рабочей поверхности зубьев притирами с применением абразивной пасты); приработка (притирание пары зубчатых колес без притира) и др.

1.2 Теория зубчатого зацепления

Для нормальной работы зубчатой передачи (обеспечение плавности работы, отсутствие излишних вибраций и инерционных сил, относительно высокий КПД зубчатого зацепления) форма рабочей поверхности профиля зубьев должна удовлетворять следующим **требованиям**:

1. в течение времени взаимодействия рабочих поверхностей двух сопряженных зубьев ведущего и ведомого колес передаточное отношение должно сохраняться постоянным (основная теорема зубчатого зацепления);

2. профиль зуба должен обеспечивать выполнение условия 1 при зацеплении данного колеса с любым другим колесом того же модуля;

3. профиль зуба должен обеспечивать возможность изготовления колеса любого диаметра одним инструментом;

4. инструмент для нарезания зубьев должен быть простым и легко доступным для изготовления и контроля.

Наиболее полно перечисленным требованиям удовлетворяет **эвольвентное** зацепление, предложенное Леонардом Эйлером (в 1760 — 65 г.), которое и получило самое широкое распространение в общепромышленной технике.

n

Эвольвента окружности — траектория точки прямой , перекатываемой без скольжения по окружности (рис. 1.11). Эта окружность, эвольвентой которой является профиль зуба, называется **основной окружностью** зубчатого колеса и её радиус обозначается r_b (диаметр — d_b).

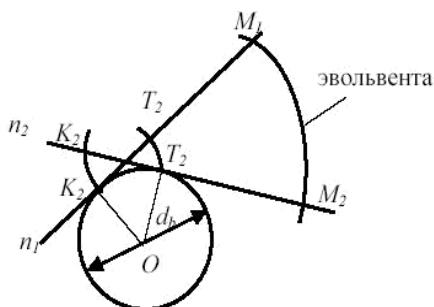


Рис. 1.11. Эвольвента окружности

Делительной окружностью называется окружность, соответствующая стандартному модулю. Делительная окружность является базовой для определения элементов зуба и их размеров. Диаметр делительной окружности обозначают d и определяют по формуле

$$d = m \cdot z .$$

Расстояние между окружностью вершин и делительной окружностью определяет высоту **делительной головки** зуба h_a , а расстояние между делительной окружностью и окружностью впадин — высоту делительной ножки h_f .

Геометрия зуборезного инструмента, работающего по способу обкатки, определяется в соответствии с **исходным производящим контуром (ИПК)**, изображенном на рис. 1.12. Он представляет собой контур зубьев инструментальной рейки и характеризуется параметрами:

$\alpha = 20^\circ$ — угол профиля исходного производящего контура,

$h_f = 1$ — коэффициент высоты головки зуба,

$c = 0,25$ — коэффициент радиального зазора,

$\rho_f = 0,38$ — коэффициент радиуса кривизны переходной кривой.

Средняя линия рейки, которая делит общую высоту зубьев пополам, называется **делительной прямой**. Толщина зуба рейки и ширина впадины по делительной прямой одинаковы между собой.

В зависимости от положения ИПК относительно заготовки можно получить различные варианты нарезания зубьев.

Нулевое колесо (рис. 1.13). Делительная прямая рейки N перекатывается по делительной окружности колеса. У такого колеса толщина зуба и ширина впадины между зубьями по делительной окружности равны между собой.

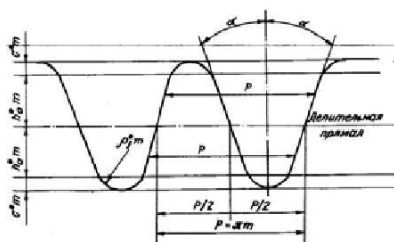


Рис. 1.12. Исходный производящий контур

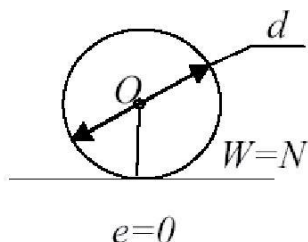


Рис. 1.13. Нулевое колесо

Форма эвольвентного профиля зубьев при заданном угле инструмента α и модуле зависит от числа зубьев z (рис. 1.14): с уменьшением числа зубьев увеличивается кривизна эвольвентного профиля и, соответственно, уменьшается толщина зубьев у основания и вершины.

Если число зубьев z меньше некоторого предельного значения $z_{\min}$, то при нарезании зубьев происходит **подрезание ножек зуба** (рис.1.14, $z = 10$), в результате чего в опасном сечении зуб значительно ослабляется, снижается его прочность на изгиб, а также уменьшается рабочая часть ножки, что увеличивает изнашивание зубьев и уменьшает коэффициент их перекрытия.

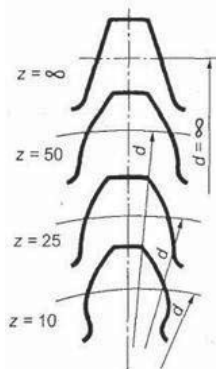


Рис. 1.14. Формы зубьев эвольвентного профиля

Минимальное число зубьев шестерни, у которой исключено подрезание зубьев, без сдвига инструмента реечного типа, определяется по формуле $z_{\min} = 2 / \sin^2 \alpha$, где α — угол профиля зуба рейки. Для стандартного зацепления $\alpha = 20^\circ$, $z_{\min} = 17$. При больших окружных скоростях передачи для уменьшения шума для редукторов принимают число зубьев шестерни $z = 20 - 30$.

Для устранения явлений подрезания зубьев и улучшения параметров передачи применяют **корригирование**. Корригирование зубьев производят на обычных станках стандартным инструментом. Разница в изготовлении зубчатых колес с некорригированными и корригированными зубьями заключается в том, что для последних инструмент устанавливают с некоторым дополнительным смещением по отношению к оси заготовки.

При нарезании корригированных колес расстояние e между делительной прямой N рейки и делительной окружностью колеса называется **смещением** рейки (рис. 1.15). Смещение рейки относительно её положения для нулевого колеса в направлении от центра колеса называется **положительным смещением** ($e > 0$), а в направлении к центру — **отрицательным смещением** ($e < 0$).

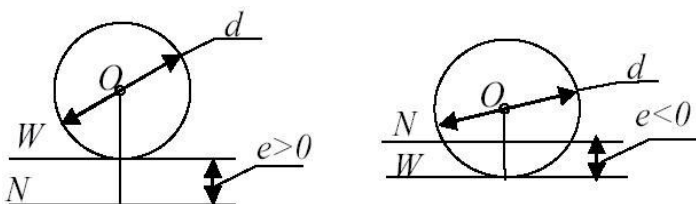


Рис. 1.15. Профили корригированных колес

Коэффициентом смещения называется отношение

$$x = \frac{e}{m}.$$

Величина коэффициента смещения рейки, необходимая для устранения подреза ножки зуба при коэффициенте высоты головки зубьев $h_a^* = 1$ и при значении угла профиля $\alpha = 20^\circ$ определяется формулой

$$x_{\min} = \frac{17 - z}{17},$$

где z — число зубьев нарезаемого колеса.

Абсолютное смещение рейки, необходимое для устранения подреза ножки зуба, определяется формулой

$$e_{\min} = x_{\min} \cdot m.$$

1.3 Лабораторное устройство для построения эвольвентных профилей зубьев

В данной лабораторной работе определяется наименьший коэффициент смещения, устраняющий возможность возникновения подреза.

Лабораторное устройство (рис. 1.16) состоит из диска 3 и каретки с рейкой 2, смонтированных на общей панели 1.

Согласованное перемещение диска и рейки осуществляется с помощью струны 11. Струна навита на делительный цилиндр 4. Одним концом она закреплена непосредственно на каретке, другим — через эксцентриковый механизм с рукояткой 12.

Диск, моделирующий заготовку, выполнен составным. Нижняя часть, выполненная из металла, моделирует делительный цилиндр заготовки. Верхняя часть, выполненная из прозрачного оргстекла, служит для поддержания бумажной заготовки. Прозрачность верхней части позволяет наблюдать, как без проскальзывания перекатываются друг по другу центры колеса и рейки.

Бумажная заготовка накалывается на три иглы, расположенные в средней части верхнего диска, и закрепляется металлической шайбой 5 с помощью винта 6.

В металлическую ось диска впрысована игла с небольшим вылетом острия. Эта игла намечает центр заготовки (бумажного круга).

Инструментальная рейка крепится на каретке с помощью фиксированных винтов 10. Необходимая установка рейки относительно заготовки осуществляется при помощи шкалы 9 и индексов, расположенных на концах рейки. Рейка накрывает бумажную заготовку, закрепленную на верхнем диске.

Прерывистое поступательное движение каретки с рейкой осуществляется клавишей 7, расположенной в средней части

передней кромки прибора. Рядом с клавишей, с правой стороны, расположена Г-образная рукоятка 8 включения свободного хода каретки. Правое положение рукоятки (на опорном штифте) обеспечивает нормальную работу клавиши. При повороте рукоятки против часовой стрелки каретка получает возможность свободно-го непрерывного перемещения.

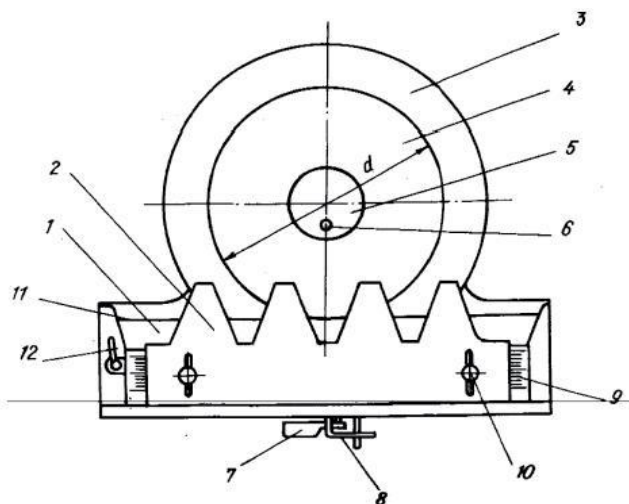


Рис. 1.16. Схема лабораторного устройства

Для повторения процесса построения на другом участке бумажного диска нет необходимости снимать его и перекладывать в новое положение. Для этого достаточно ослабить натяг струны (с помощью эксцентрикового механизма), повернуть диск так, чтобы чистая часть бумажного диска оказалась под рейкой. После этого нужно снова создать натяг струны, не допускающий свободного поворота диска с заготовкой.

Эксцентриковый механизм, с помощью которого осуществляется натяг струны, расположен на каретке слева от рейки. Рукоятка эксцентрикового механизма, повернутая до верхнего упора, соответствует натянутой струне. Для ослабления натяга струны необходимо повернуть рукоятку против часовой стрелки.

Рабочее положение прибора наклонное. Оно обеспечивается откидывающейся подставкой, расположенной с тыльной (нижней) стороны прибора.

1.4 Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с лабораторным устройством для построения эвольвентных профилей зубьев. Записать параметры исходного производящего контура, помещенные на рейке:

m — модуль,

d — диаметр делительной окружности,

$\alpha = 20^0$ — профильный угол,

$h_a^* = 1$ — коэффициент высоты головки зуба,

$c = 0,25$ — коэффициент радиального зазора.

2. Определить число зубьев нарезаемого колеса по формуле

$$z = \frac{d}{m}.$$

3. Произвести расчет геометрических параметров зубчатого колеса без смещения.

Диаметр основной окружности

$$d_b = d \cdot \cos \alpha,$$

где: $\cos \alpha = \cos 20^0 = 0,94$.

Диаметр окружности вершин зубьев

$$d_a = d + 2h_a^* \cdot m$$

Диаметр окружности впадин колеса

$$d_f = d - 2(h_a^* + c^*) \cdot m$$

Окружная толщина зуба по делительной окружности

$$s = \frac{\pi \cdot m}{2}$$

Окружная толщина зуба по основной окружности

$$s_b = d_b \cdot \left(\frac{s}{d} + \operatorname{inv} \alpha \right),$$

где: $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{inv} 20^0 = 0,0149$.

4. Выбрать заготовку в виде бумажного круга и закрепить её на приборе с помощью шайбы 5.

Установить рейку 2 на нулевое деление по шкале 9 на устройстве.

Приподняв клавишу 7, перевести рейку 2 в крайнее правое положение.

Обвести контур зубьев рейки на бумажном круге карандашом. Нажатием на клавишу 7 перевести рейку 2 на один шаг. Затем вновь обвести карандашом контур зубьев рейки и т. д., пока рейка не переместится в крайнее левое положение. В результате на бумаге будут получены несколько зубьев колеса без смещения (рис. 1.17). Так как число зубьев, нарезанного таким образом колеса, меньше $z_{\min}$ ($z_{\min} = 17$), эти зубья будут подрезаны в области ножки.

5. Определить коэффициент смещения по формуле

$$x_{\min} = \frac{17 - z}{17}$$

Определить величину смещения

$$e_{\min} = x_{\min} \cdot m$$

Ослабив винты 10 на приборе, сместить рейку в направлении удаления от центра колеса на величину $e_{\min}$ по шкале прибора, и вновь закрепить её.

6. Приподняв клавишу 7 на приборе, перевести рейку в крайнее правое положение. Рукояткой 12 освободить натяжение прово-локи 11 на приборе и повернуть диск с бумажным кругом на 180° . Затем рукоятку 12 вернуть в исходное положение.

7. В том же порядке, как в п. 4, построить несколько зубьев зубчатого колеса со смещением, после чего бумажный круг снять с прибора.

8. Для зубчатого колеса со смещением рассчитать окружную толщину зубьев на делительной окружности

$$s' = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_{\min} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) \cdot m,$$

где: $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$.

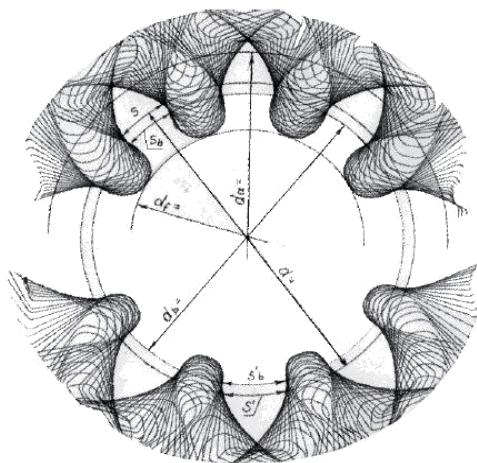


Рис. 1.17. Результат построения эвольвентных профилей зубьев

9. Определить толщину зубьев на основной окружности

$$s_b = s \frac{d_b}{d} = s \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$$

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

10. Расчётные значения окружных толщин зубьев по делительной и основной окружностям для зубчатых колес без смещения и со смещением внести в таблицу 1.

11. Построить на бумажном круге с помощью циркуля делительную d и основную d_b окружности, которые являются общими для зубчатых колес без смещения и со смещением.

12. Для зубчатого колеса без смещения построить полуокружности вершин d_a и впадин d_f .

13. Измерить толщины зубьев s' и s_b' , соответственно, на делительной и основной окружностях для зубчатых колес — без смещения и со смещением. Результаты измерений внести в таблицу 1.

14. Сделать выводы по результатам лабораторной работы.

15. Составить отчёт по лабораторной работе в соответствии с порядком выполнения.

Таблица 1

Величина смещения, мм	Толщина зуба по делительной окружности, мм		Толщина зуба по основной окружности, мм	
	расчёт	замер	расчёт	замер
$x = 0$, $e = 0$				
$x = 0,41$, $e = 4,1$				

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2

Определение параметров эвольвентного зубчатого колеса при помощи инструмента и расчётных зависимостей

Цель: Выработка навыков определения параметров эвольвентного зубчатого колеса.

Задачи:

Для того, чтобы определить размеры зубчатых колёс (окружные шаги, диаметры окружностей, толщины зубьев и т. д.), используют соответствующие зависимости, содержащие основные параметры, которые необходимо определить предварительно:

1. модуль зубьев;
2. угол профиля исходного контура;
3. коэффициенты смещения инструмента;
4. высотные пропорции зубьев.

В данной лабораторной работе осуществляется определение этих основных параметров.

2.1 Определение модуля зубьев и угла профиля исходного контура

Для колеса с эвольвентным профилем зубьев модуль и угол профиля исходного контура целесообразно определять по измеренному основному окружному шагу.

Наиболее простой и удобный способ измерения основного окружного шага базируется на свойстве эвольвенты, согласно которому расстояние по нормали между двумя соседними одноименными эвольвентами — постоянно и равно основному окружному шагу.

Основной окружной шаг, измеренный по нормали, имеет одно и то же значение как у зубчатого колеса, нарезанного со смещением инструмента (корректированного), так и у зубчатого колеса, нарезанного при нулевой установке рейки (без смещения), а также у колеса с равномерно изношенными в процессе эксплуатации зубьями (имеются в виду зубчатые колеса с одинаковыми основными параметрами). Поэтому метод определения модуля зубьев и угла профиля через основной шаг дает наиболее достоверные результаты.

Измерение основного окружного шага производится штанген-циркулем с ценой деления 0,02 или 0,05 мм.

Основной окружной шаг P_b при измерении штангенциркулем определяется как разность из двух замеров длины общей нормали W_n и W_{n-1} (рис. 2.18).

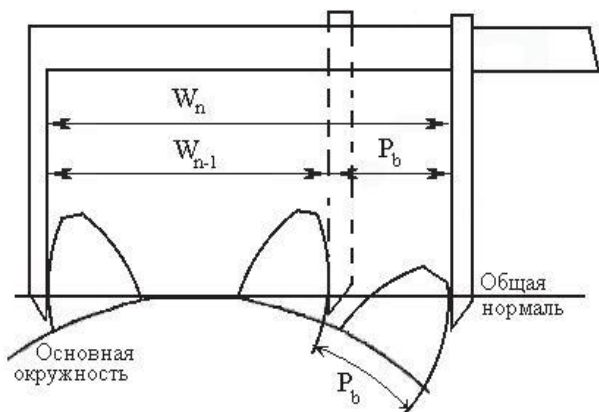


Рис. 2.1. Измерение общей нормали

Тогда

где: w
 n

$$P_b = W_n - W_{n-1}, \quad (1)$$

— длина общей нормали при охвате n зубьев;

W_{n-1} — длина общей нормали при охвате $n-1$ зубьев.

При осуществлении замеров длин общей нормали может оказаться, что зубчатое колесо имеет износ зубьев и это, в свою очередь, скажется на точности измерений.

Чтобы свести к минимуму влияние износа зубьев на длину отрезка W_n , число n зубьев, обхватываемых штангенциркулем, необходимо выбирать таким, чтобы губки штангенциркуля касались боковых поверхностей зубьев примерно в их средней части (по высоте).

Такая установка штангенциркуля обеспечивает также касание отрезка W_n с основной окружностью, то есть измерения будут происходить по общей нормали.

Кроме того, необходимо следить за тем, чтобы губки штангенциркуля не упирались тыльной стороной в боковые поверхности соседних зубьев, а плоскость расположения штангенциркуля при измерении была перпендикулярна оси вращения колеса.

Каждая из величин W_n и W_{n-1} измеряется три раза (в разных местах колеса) для того, чтобы повысить точность измерения.

После этого определяются среднеарифметические значения измеренных величин:

$$W_n = \frac{1}{3} (W_n^{(1)} + W_n^{(2)} + W_n^{(3)}), \quad (2)$$

$$W_{n-1} = \frac{1}{3} (\bar{W}_{n-1}^{(1)} + W_{n-1}^{(2)} + W_{n-1}^{(3)})$$

Определив основной окружной шаг P_b по зависимости (1), его значение необходимо уточнить по таблице 2.1 основных окружных шагов (разница расчетного и табличного значений не должна быть более чем 0,05 мм).

Модуль зубьев m и угол профиля α определяется по уточненному значению основного окружного шага по таблице 2.1. Высотные пропорции зубьев h_a и зазор в зацеплении c определяются по таблице 2.3.

2.2 Определение коэффициента смещения инструмента

Коэффициент X смещения инструмента:

$$X = \frac{S_b' - S_b}{2m \cdot \sin \alpha}, \quad (3)$$

Толщина зуба по основной окружности S_b у нулевого (не скорректированного) колеса:

$$S_b = d_b \left(\frac{S}{d} + \operatorname{inv} \alpha \right), \quad (4)$$

где: $d_b = d \cdot \cos \alpha$ — диаметр основной окружности, мм;

$$d = m \cdot z$$

— диаметр делительной окружности, мм;

$S = 0,5\pi \cdot m$ — толщина зуба по делительной окружности, мм.

Значения инволют углов профиля даны в таблице 2.2.

са: Толщина зуба по основной окружности S_b' измеряемого коле-

$$S_b' = W_n - (n-1) \cdot P_b \quad (5)$$

X возможно три варианта:

1. $X = 0$, если $S_b' = S_b$ — колесо нарезано при нулевом смещении инструмента.
2. $X > 0$, если $S_b' > S_b$ — колесо нарезано при положительном смещении инструмента.
3. $X < 0$, если $S_b' < S_b$ — колесо нарезано при отрицательном смещении инструмента.

Коэффициент X смещения инструмента, значение которого используется при геометрическом расчете колеса и передачи, будем называть расчетным.

Коэффициент X смещения инструмента, значение которого определяется по формуле (3), отличается от расчетного на величину ΔX . Эта величина необходима для получения базового зазора C_n между зубьями при работе зубчатой передачи. На практике боковой

зазор C_n в большинстве случаев обеспечивается за счет утонения зубьев только одного из колес передачи.

Значение поправки ΔX зависит от степени точности колеса и передачи, вида сопряжения по нормам бокового зазора между зубьями и определяется дополнительно.

В производственных условиях модуль зубьев часто определяют по формуле: При расчете коэффициента

$$m = \frac{d_a}{z + 2}, \quad (6)$$

где: d_a — диаметр окружности выступов колеса (определяется путем замера);

z — число зубьев (определяется путём расчёта).

d

При этом необходимо иметь в виду, что диаметр d_a поверхности выступов колеса имеет определённый допуск. Кроме того, при нечетном z , измерить непосредственно указанный диаметр затруднительно. Поэтому значение модуля зубьев, полученное по формуле (6), необходимо уточнять.

Следует заметить, что приведённая формула (6) справедлива только в случае, если измеряемое колесо нарезано при нулевой установке инструмента.

Однако, несмотря на данное замечание, формула (6) может быть использована для суждения о том, каким является измеряемое колесо (нулевым, положительным или отрицательным). путем сравнения рассчитанного значения модуля с его табличным значением.

Требования к выполнению лабораторной работы

1. Значения тригонометрических величин и числа π — принимать с пятью значащими цифрами;
2. Значения длин отрезков общей нормали — принимать с точностью до сотых долей мм;
3. Округление результатов вычислений — проводить по правилам приближенных вычислений.

Оборудование и инструмент

Набор прямозубых колёс различного диаметра с эвольвентным профилем зубьев.

1. Штангенциркули с ценою деления 0,02 или 0,05 мм.

Порядок выполнения работы

Начертить схему измерения общей нормали в соответствии с рис. 2.18.

1. Подсчитать число зубьев z колеса.
2. Подобрать число n обхвата зубьев штангенциркулем.
3. Измерить трижды штангенциркулем каждый из отрезков W_n и W_{n-1} общей нормали и по формуле (2) определить их средние значения.
4. Определить значение основного окружного шага P_b по формуле (1) и уточнить полученное значение по таблице 2.1.
5. По уточненному значению основного окружного шага, в соответствии с таблицей 2.1, найти значение модуля зубьев m и угол профиля исходного контура α .
6. Определить толщину зуба S_b по основной окружности нулевого колеса по формуле (4).
7. Определить толщину зуба S_b по основной окружности измеряемого колеса по формуле (5).
8. Определить значение коэффициента X смещения инструмента по формуле (3).
9. Определить высотные пропорции зубьев h_a и зазор в зацеплении c по таблице 2.3.
10. Сделать выводы по результатам лабораторной работы.
11. Составить отчет по лабораторной работе в соответствии с порядком выполнения.

Таблица 2.1

Значения основных шагов P_b , угла профиля α и модуля m

Мо- дуль m , мм ГОСТ 9563-60	Значения основных шагов P_b , мм			Модуль m , мм	Значения основных шагов P_b , мм		
	$\alpha = 20^0$	$\alpha = 15^0$	$\alpha = 14^0 30'$		$\alpha = 20^0$	$\alpha = 15^0$	$\alpha = 14^0 30'$
1,25	3,690	3,793	-	4,50	13,285	13,655	-
-	3,749	-	3,863	5,00	14,761	15,173	-
-	4,166	-	4,292	-	14,997	-	15,451
1,50	4,428	4,552	-	5,50	16,237	16,690	-
-	4,687	-	4,823	-	16,663	-	17,168
1,75	5,166	5,310	-	6,00	17,718	18,207	-
-	5,356	-	5,518	-	18,746	-	19,314
2,00	5,904	6,059	-	6,5	19,189	19,725	-
-	6,249	-	6,438	7,00	20,665	21,242	-
2,25	6,642	6,828	-	-	21,424	-	22,073
-	6,817	-	7,028	8,00	23,617	24,276	-
2,5	7,380	7,586	-	-	24,995	-	25,752
2,75	8,118	8,345	-	9,00	26,569	27,311	-
-	8,332	-	8,584	10,00	29,521	30,345	-
3,00	8,856	9,104	-	-	29,994	33,379	30,902
-	9,373	-	9,657	11,00	32,473	33,379	-
3,5	10,332	10,621	-	-	33,326	-	34,335
-	10,712	-	11,036	12,00	35,426	36,415	-
4,00	11,808	12,138	-	-	37,492	-	33,627
-	12,497	-	12,876				

Таблица 2.2

Инволюты $inv\alpha$ и тригонометрические функции углов
профиля $\sin \alpha$ и $\cos \alpha$ в зависимости от угла профиляисходного контура α

α	20°	15°	$14^\circ 30'$
$inv\alpha$	0,014904	0,0061488	0,0055448
$\sin \alpha$	0,34202	0,25882	0,25038
$\cos \alpha$	0,93969	0,96592	0,96815

Таблица 2.3

Значения коэффициента высоты головки зуба h_a и радиально-го зазора в зацеплении C в зависимости от угла профиля исходного контура α

Параметры	$\alpha, ^\circ$		
	20°	20°	15°
h_a	1	0,8	1
$C, \text{ мм}$	0,25	0,25	0,2

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3 «Определение кинематических и силовых параметров механической коробки перемены передач»

Цель работы: овладение методикой определения кинематических и силовых параметров механической коробки перемены передач (далее — коробка передач).

Задачи:

1. изучить назначение, конструкцию и принцип действия коробки передач;
2. изучить кинематические и силовые параметры коробки передач;
3. осуществить расчёт кинематических и силовых параметров коробки передач.

3.1 Назначение и конструкция коробки передач

Коробка передач (автомобиля, станка и т. д.) предназначена для изменения как кинематических, так и силовых параметров по величине и направлению, передаче их на другие элементы привода исполнительных механизмов, а также — отсоединения двигателя от исполнительных механизмов.

В зависимости от числа передач переднего хода ступенчатые коробки передач могут быть трех-, четырех-, пяти- и многоступенчатыми. Они могут быть с неподвижными осями валов и планетарными. Наибольшее распространение имеют ступенчатые коробки передач с неподвижными осями валов. Такие коробки просты по конструкции, относительно дешёвы в изготовлении, имеют высокий КПД, небольшие массу и размеры, надёжны в работе.

Уровень шума, создаваемого при работе коробки передач, зависит от качества, точности изготовления и типа зубчатых колес; жесткости валов и картера коробки. Меньший уровень шума обеспечивают косозубые и шевронные зубчатые колеса. Таким колесам присуща также и большая прочность. Параметром оценки уровня шума коробки передач может служить ее КПД, так как шум всегда сопровождается потерей энергии.

Оценочными показателями являются как усилие на рычаге управления, так и сложность манипуляции, которая определяется степенью сложности самой конструкции коробки передач и ее привода (наличие синхронизаторов, автоматизация управления ступенчатой коробкой передач, автоматические коробки).

На рис. 3.1 изображена конструктивная схема механической пятиступенчатой коробки перемены передач легкового автомобиля. Коробка состоит из трех не связанных между собой валов — Г, Д, Е. Вал Г называется **первичным**. Этот вал — при помощи механизма сцепления — связан непосредственно с коленчатым валом двигателя.

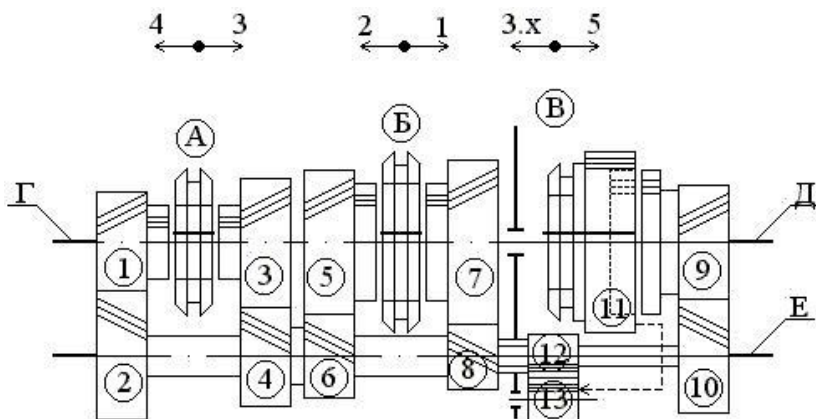


Рис. 3.1. Схема механической пятиступенчатой коробки перемены передач легкового автомобиля

Вал Д называется **вторичным**. Вторичный вал, как ведомый вал коробки передач, связан непосредственно с ведущими колесами автомобиля через карданный вал и дифференциал.

Вал Е является **промежуточным**. На нем установлен так называемый блок зубчатых колес. Вторичный и промежуточный валы несут на себе набор зубчатых колес — 2.....12. Первичный вал снабжен только одним зубчатым колесом — 1.

Буквами А, Б, В обозначены зубчатые **муфты**, образующие шлицевые соединения со вторичным валом и имеющие возможность осевого перемещения по нему. Каждая из муфт снабжена внутренними зубьями. При помощи этих муфт осуществляется замыкание тех или иных зубчатых колес для обеспечения того или иного передаточного числа.

Зубчатые муфты (А, Б, В) работают только «поодиночке»: если одна из муфт включена, две другие должны быть выключены.

На отдельном валу установлено зубчатое колесо (13), предназначенное для изменения направления вращения вторичного

вала Д, когда требуется обеспечить задний ход движения автомобиля.

На рисунке, рядом с муфтами (А, Б, В), стрелками показано направление движения муфт для получения той или иной передачи. Например, для получения I-ой передачи муфта (Б) смещается вправо и замыкает на вторичном валу (Д) зубчатое колесо (7). Вращение от коленчатого вала двигателя через диск сцепления передается на первичный вал (Г) коробки передач. С него — через зубчатое колесо (1) — вращение передается зубчатому колесу (2) блока зубчатых колес. Далее — через зубчатое колесо (8) — вращение передается зубчатому колесу (7), жестко связанному посредством муфты (Б) со вторичным валом (Д). Таким образом обеспечивается (I) передача движения автомобиля.

Для обеспечения заднего хода зубчатое колесо (11), при помощи муфты В, перемещается влево и входит в зацепление с зубчатым колесом (13). Последнее находится в постоянном зацеплении с зубчатым колесом (12) и является паразитным. Получив вращение от колеса (12), оно передает вращение другому колесу (11), а с ним — вторичному валу коробки передач в обратном направлении.

3.2. Определение кинематических и силовых параметров коробки передач

К кинематическим параметрам коробки передач относятся количество оборотов, угловые и окружные скорости и ускорения, передаточное число.

К силовым параметрам относятся окружная сила и крутящий момент.

В качестве двигателя, создающего момент и задающего частоту вращения, могут выступать электродвигатель, двигатель внутрениннего сгорания, турбина и т. д.

Изменение кинематических и силовых параметров осуществляется за счёт изменения передаточного числа путём включения в коробке передач той или иной ступени.

Передаточным числом U пары зубчатых колес называется отношение числа зубьев ведомого колеса к числу зубьев ведущего. При одновременном зацеплении нескольких пар зубчатых колес передаточное число коробки передач равно произведению передаточных чисел отдельных передач. Следует отметить, что при движении автомобиля на прямой передаче (обычно это 4-я передача) передаточное число коробки передач равно единице.

Крутящий момент, передаваемый коробкой передач (без учета потерь на трение)

$$M_{KP} = M_D \cdot U_{KP},$$

где: M_D — крутящий момент на коленчатом валу двигателя, U_{KP} — передаточное число коробки передач на данной передаче.

Диапазон передаточных чисел (диапазон коробки передач) — отношение передаточных чисел низшей и высшей передач:

$$U_{II} = \frac{U_{\max}}{U_{\min}}$$

Плотность ряда характеризуется отношением передаточных чисел соседних передач. Чем больше **число передач**, тем выше плотность ряда, тем в большей степени выполняется требование обеспечения тяговых и экономических свойств автомобиля. В современных конструкциях коробок передач плотность ряда принята в пределах 1,1...1,5. На высших передачах показатель плотности должен быть ближе к нижнему значению.

Диапазон изменения крутящих моментов. Он равен отношению значений крутящих моментов на низшей и высшей передачах:

$$\begin{aligned} \frac{M_D}{M_{KP}} &= \frac{M_{KP(\max)}}{M_{KP(\min)}}; \\ \frac{M_D}{M_{KP(\min)}} &= M_{KP(\max)} \cdot U_{KP(\max)}; \\ \frac{M_D}{M_{KP(\min)}} &= M_{KP(\min)} \cdot U_{KP(\min)}. \end{aligned}$$

где: M_D — крутящий момент на коленчатом валу двигателя.

Передаточное число коробки передач на I-й передаче:

$$U_{KP(I)} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_7}{Z_8}$$

Сделать выводы по результатам лабораторной работы.

Составить отчёт по лабораторной работе в соответствии с порядком выполнения.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4

Кинематический и силовой анализ дифференциала

Цель работы: овладение методикой кинематического и силового анализ дифференциала.

Задачи: изучение конструкции и работы дифференциала, его кинематических и силовых характеристик.

4.1. Конструкция и работа дифференциала

На рис. 4.1 изображена принципиальная схема трансмиссии автомобиля, начиная с двигателя (1) и заканчивая ведущими (ходовыми) колесами (6). Цифрами 2, 3, 4, 5 обозначены соответственно сцепление, коробка перемены передач, карданный вал и главная передача автомобиля.

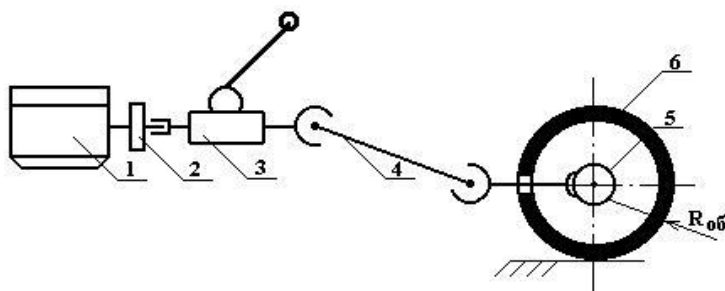


Рис. 4.1. Схема трансмиссии автомобиля: 1 — двигатель; 2 — сцепление; 3 — коробка перемены передач; 4 — карданный вал; 5 — главная передача автомобиля; 6 — приводное колесо

Движение автомобиля обеспечивается двигателем внутреннего сгорания (ДВС) (1). В нем тепловая энергия топлива преобразуется в механическую энергию.

Механическая энергия в виде эффективной мощности снимается с коленчатого вала двигателя. Для ДВС эффективная мощность выражается в лошадиных силах (л. с.). Связь между эффективной мощностью в л. с. и крутящим моментом на коленчатом валу двигателя устанавливается формулой

$$M_{\text{э}} = 716,2 \frac{N_{\text{э}}}{n_{\text{д}}}, \quad (1)$$

где: n_d — частота вращения в минуту коленчатого вала двигателя. Крутящий момент M_{ε} , при включенном сцеплении (2), передается на коробку перемены передач (3). Посредством этой коробки-

момент M_{ε} , в зависимости от включенной передачи, имеет на выходном валу коробки то или иное значение и соответствующее направление (передний ход, задний ход).

Далее крутящий момент M , через карданный вал (4), передается главной передаче (5), которая изменяет как величину момента M , так и его направление (под углом 90°). Посредством главной передачи (5) крутящий момент M_1 передается дифференциалу. Последний распределяет величину этого момента между полуосями, соединенными непосредственно с ведущими колесами (6) автомобиля.

Под действием крутящего момента на полуосях ведущих колес (6) (в местах соприкосновения с дорогой) развиваются окружные усилия. Эти усилия вызывают возникновение равных им касательных реакций дороги. Указанные реакции — при достаточном сцеплении колес с дорогой — передаются с задней или передней оси на корпус автомобиля, сообщая ему поступательное движение.

Назначение дифференциала: обеспечивает возможность работы ведущих колес (6) автомобиля при разных угловых скоростях вращения каждого из них. Такая работа ведущих колес наблюдается при поворотах автомобиля и при движении по неровной или скользкой дороге. Дифференциал не работает (блокируется) на ровном прямолинейном сухом участке пути.

При отсутствии дифференциала одно из ведущих колес автомобиля — при его повороте (внешнее колесо по отношению к повороту) — будет одновременно с качением скользить по поверхности дороги, что является недопустимым.

Механизм дифференциала впервые был применен в 1987 году на паровом автомобиле. Однако, несмотря на известность о его существовании, некоторые автомобили продолжали выпускаться без дифференциала даже в 20-х годах текущего столетия. Например, отечественный автомобиль “НАМИ-1” не имел дифференциала.

Наибольшее распространение получили межколесные дифференциалы с коническими зубчатыми колесами.

Через главную передачу осуществляется передача вращательного движения выходным валам (полуосям), связанным с ведущими колесами автомобиля, и пересекающимся (коническая передача) или скрещивающимся (гипоидная передача) под прямым углом.

На рис. 4.2 приведена схема главной передачи и несимметричного колесного конического дифференциала. Главную передачу

образуют конические колеса (4) с числом зубьев на ведущем колесе — Z_0 , на ведомом — Z_1 . Ведущее колесо принято называть “хвостовиком”, а ведомое — “коронной шестерней”. Непосредственно дифференциал образуют зубчатые колеса с числом зубьев Z_2 и Z_3 . Зубчатые колеса с числом зубьев Z_2 называются “сателлитами”, а с Z_3 — “полуосевыми шестернями”, так как они выполнены непосредственно на концах полуосей (1).

Сателлиты и полуосевые шестерни образуют правильное зацепление друг с другом. Они помещены в корпус (2), жестко связанный с коронной шестерней (4). Этот корпус называют “коробкой сателлитов”.

Передаточное отношение главной передачи автомобиля через число зубьев колес:

$$i = i_{01} = \frac{Z_1}{Z_0} \quad (2)$$

Передаточное отношение самого дифференциала через числа зубьев колес:

$$i_{32} \cdot i_{23} = - \left(\frac{Z_2}{Z_3} \cdot \frac{Z_3}{Z_2} \right) \quad (3)$$

Передаточное отношение (3) дифференциала называют внутренним (или кинематическим) параметром и обозначают буквой P .

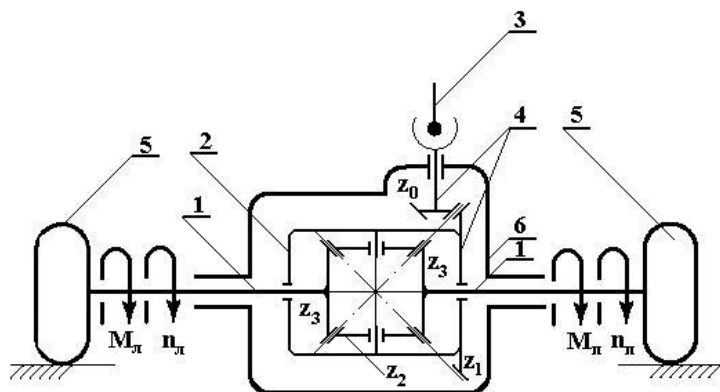


Рис. 4.2. Схема ведущего моста автомобиля: 1 — полуоси; 2 — корпус; 3 — карданный вал; 4 — главная передача; 5 — приводные колеса; 6 — корпус

Дифференциал, у которого число зубьев Z_3 межосевых шестерен одинаково (как в данном случае), называется симметричным. Для такого дифференциала внутреннее передаточное отношение (или кинематический параметр) равно -1:

$$P = -1. \quad (4)$$

В автомобилестроении главная передача и дифференциал заключены в корпус (6), который называют ведущим мостом автомобиля. Этот мост может быть передним (переднеприводной автомобиль) и задним (заднеприводной автомобиль). Есть автомобили с передним и задним ведущими мостами одновременно (вездеходы).

4.2. Кинематический анализ

Обозначим: n_L , n_{II} , n_1 — частоты вращения (об/мин) левой и правой полуосевых шестерен и коренной шестерни соответственно. Тогда формула Виллиса для конического дифференциала принимает вид:

$$\frac{n_L - n}{n_{II} - n_1} = -P,$$

где: P — кинематический параметр.

Для симметричного конического дифференциала формула Виллиса

$$\frac{n_L - n_1}{n_{II} - n_1} = -P. \quad (5)$$

Знак минус указывает на разноименное вращение полуосей (или полуосевых шестерен, что одно и то же) при остановленном водиле (корпусе) дифференциала.

Из формулы (5) следует:

$$n_L + n_{II} = 2n_1. \quad (6)$$

При движении автомобиля по ровному прямолинейному сухо-му участку дороги частота вращения равна нулю (дифференциал отключен). При таком движении

$$n_L = n_{II} = n_1. \quad (7)$$

Пусть теперь автомобиль поворачивает, например, налево, не изменяя скорости движения ($n_1 = \text{const}$). Установим соотношения между кинематическими величинами звеньев дифференциала.

При повороте автомобиля сателлиты начинают вращаться с частотой Q . При левом повороте вращение $n_{\text{л}}$ левой полуоси замедляется, а правой $n_{\text{п}}$ — возрастает. Замедление и ускорение вращения полуосей зависят от чисел зубьев сателлитов и полуосевых шестерен.

Чем быстрее вращается сателлит (чем больше Q), тем в большей мере ускоряется правая полуосевая шестерня и соответственно замедляется левая. Кроме того, на ускорение и замедление вращения полуосей влияют радиальные размеры полуосевой шестерни и сателлита.

Передаточное отношение между полуосевой шестерней и сателлитом:

— через частоту вращения:

$$i_{32} = \frac{n_3}{n_2};$$

— через число зубьев:

$$i_{32} = \frac{n_2}{n_3}.$$

Сопоставляя правые части, находим:

$$\frac{z}{z_3} = n_3 = n_2 \cdot \frac{z_2^2}{z}. \quad (8)$$

При повороте автомобиля, когда включается в работу дифференциал, приращение частоты вращения полуосевых шестерен будет равно:

$$\Delta n_3 = \pm n_2 \cdot \frac{z_3}{z_2}. \quad (9)$$

Для правой полуоси (поворот налево) это приращение будет со знаком «+», для левой — со знаком «−».

Тогда частота вращения полуосей (с учетом вращения (9)):

$$\begin{aligned} n_{\text{л}} &= n_1 - \Delta n_3 = n_1 - n_2 \cdot \frac{z_3}{z_2}, \\ n_{\text{п}} &= n_1 + \Delta n_3 = n_1 + n_2 \cdot \frac{z_3}{z_2}. \end{aligned} \quad (10)$$

При этом сумма частот вращения полуосей остается постоянной и равной (6).

При одной неподвижной полуоси, например, левой, правая полуось вращается с частотой

$$n_{II} = 2n_1, \quad (11)$$

При $n_1 = 0$ из формулы (6):

$$n_l = -n_{II}. \quad (12)$$

Знак «-», как уже было отмечено, означает, что если одна из полуосей вращается в одну сторону, то другая полуось вращается в сторону, ей противоположную. При этом частота вращения полуосей одинакова.

Если теперь, при поднятых ведущих колесах автомобиля, остановить коронную шестерню (положить $n_1 = 0$), то становится справедливым условие (12). Используя это условие, из зависимостей (10) найдем соотношение для определения частоты Δn_3 вращения сателлитов. Подставим в формулу (10) значения приращений (формула (9)). Вычитая второе соотношение из первого, получим

$$n_l - n_{II} = n_2 \cdot \frac{z_2}{z_3} + n_2 \cdot \frac{z_2}{z_3} = 2n_2 \cdot \frac{z}{z_3}.$$

Отсюда находим частоту вращения сателлита:

$$n_2 = \frac{n_l - n_{II}}{2} \cdot \frac{z_3}{z_2}. \quad (13)$$

Напомним, что дифференциал начинает работать только на поворотах и при движении автомобиля по неровной или скользкой дороге.

Отметим также, что частота вращения ведущего колеса автомобиля равна частоте вращения соответствующей полуоси (полуосевой шестерни).

Скорость поступательного движения автомобиля V определяется через окружную скорость на ободу ведущего колеса.

Скорость на ободу:

$$V_{об.} = \omega \cdot R = \frac{\pi \cdot n_3}{30} \cdot R_{об.}, \quad (14)$$

где: $R_{об}$. — радиус обода.

Поступательная скорость:

$$V = 2 \pi \frac{V}{об.} \quad (15)$$

4.3 Силовой анализ

Дифференциал, кроме обеспечения кинематической связи между коронной шестерней, сателлитами и полуосями, распределяет крутящий момент, получаемый от хвостовика, поровну между полуосями (если не учитывать трение между звеньями дифференциала).

Крутящий момент на валу коронной шестерни обозначим M_1 , а соответствующие моменты на полуосях — M_L и M_{II} . При одинаковой частоте вращения полуосей и без учета потерь на трение в дифференциале можно записать

$$M_1 = M_L + M_{II} \quad (16)$$

Когда дифференциал вступает в работу и возникает трение между его звеньями, баланс мощностей может быть представлен в виде соотношения:

$$N_L + N_{II} = N_1 - N_T, \quad (17)$$

где: N_L , N_{II} , — мощность на полуосях соответственно левой и правой;

N_1 — мощность, подводимая к дифференциалу (на валу коронной шестерни);

N_T — мощность, теряемая на трение в дифференциале.

Мощность трения можно выразить через момент трения M_T .

В лошадиных силах с учетом формулы (9)

$$N_T = \frac{M_T \cdot \Delta n_3}{716,2} = \frac{M_T \cdot (n_L - n_{II})}{716,2} \quad (18)$$

Подставим в формулу (16) значения мощностей в выражении через крутящие моменты:

$$M_L \cdot n_L + M_{II} \cdot n_{II} = M_1 \cdot n_1 - M_T \cdot (n_L - n_{II}). \quad (19)$$

Так как $2n_1 = n_{\text{л}} + n_{\text{п}}$ (формула (2)), и $M_{\text{п}} = M_1 - M_{\text{п}}$ (формула (15)), то выражение (18), с учетом значений n_1 и $M_{\text{п}}$, принимает вид:

$$M_{\text{л}} \cdot n_{\text{л}} + (M_1 - M_{\text{л}}) \cdot n_{\text{п}} = M_1 \cdot \frac{n_{\text{л}} + n_{\text{п}}}{2} - M_{\text{т}} \cdot (n_{\text{л}} - n_{\text{п}}).$$

После преобразований

$$M_{\text{л}} \cdot (n_{\text{л}} - n_{\text{п}}) - M_1 \cdot \frac{n_{\text{л}} - n_{\text{п}}}{2} = M_{\text{т}} \cdot (n_{\text{л}} - n_{\text{п}}).$$

Сократив на $(n_{\text{л}} - n_{\text{п}})$, получим значение крутящего момента на левой полуоси:

$$M_{\text{л}} = \frac{M_1}{2} + M_{\text{т}}. \quad (20)$$

Аналогичное преобразование дает значение крутящего момента на правой полуоси:

$$M_{\text{п}} = \frac{M_1}{2} - M_{\text{т}}. \quad (21)$$

Соотношения (20) и (21) позволяют определить значения крутящих моментов на полуосях при работе дифференциала. Из этих соотношений следует, что момент трения $M_{\text{т}}^{\text{в}}$ дифференциала перераспределяет нагрузку между полуосями, нагружая одну из них и разгружая другую.

В конических зубчатых дифференциалах момент трения

$$M_{\text{т}} \cong 0,15 \frac{M_1}{2}. \quad (22)$$

4.4 Описание и работа лабораторной установки

Кинематическая схема лабораторной установки изображена на рис. 4.3. Ее устройство полностью совпадает с устройством дифференциала, показанного на схеме ведущего моста автомобиля (рис. 4.2), и она во всех отношениях (устройство, работа, обозначения) адекватна схеме на рис. 4.3.

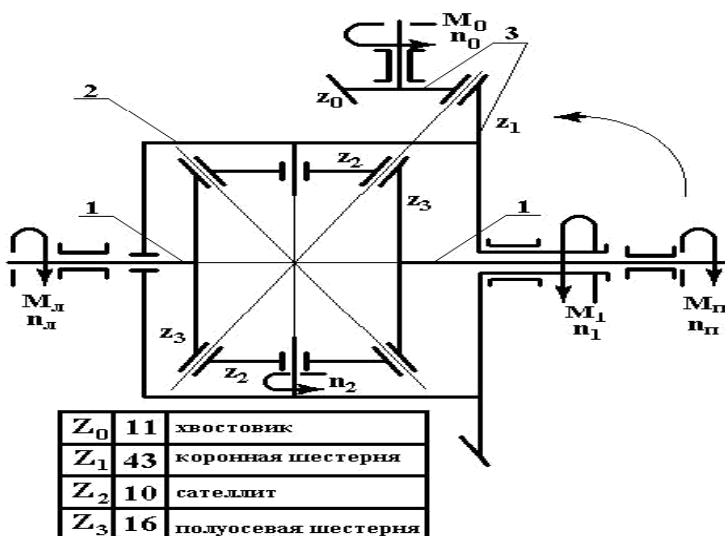


Рис. 4.3. Кинематическая схема лабораторной установки:
1 — полуоси; 2 — корпус; 3 — главная передача

Дополнительно к кинематической схеме лабораторной установки на рис. 4.3 приведена таблица полученных подсчетом чисел зубьев зубчатых колес главной передачи и дифференциала.

4.5 Расчетные зависимости

4.5.1 Исходные данные для кинематического и силового исследования дифференциала

1. Эффективная мощность двигателя автомобиля:

$$N_{\text{э}} = 70 \dots 110 \text{ л. с.}$$

2. Частота вращения коленчатого вала двигателя:

$$n_{\text{д}} = 3000 \dots 6000 \text{ об/мин.}$$

3. Эффективный момент $M_{\text{э}}$ на коленчатом валу двигателя. При заданных значениях $N_{\text{э}}$ и $n_{\text{д}}$ рассчитывается по формуле (1).

4. Крутящий момент M на выходном валу коробки перемены передач или (что то же) M_0 — на входном валу (хвостовике) главной передачи.

Без учета потерь на трение:

$$M = M_0 \cdot U_{КП}$$

где: $U_{КП}$ — передаточное отношение коробки перемены передач на заданной передаче.

4. Скорость поступательного движения автомобиля

$$V = 70 \dots 150 \text{ км/час.}$$

4.5.2 Кинематический анализ

Формула Виллиса для конического дифференциала:

$$\frac{n - n_1}{n_1} = -1$$

Связь между частотами вращения коронной шестерни и полуосевых шестерен:

$$n_1 + n_2 = 2n_3$$

Та же связь при движении автомобиля по ровному сухому прямолинейному пути:

$$n_1 = n_2 = n_3$$

Связь между частотами вращения сателлитов и полуосевых шестерен:

$$n_3 = n_2 \cdot \frac{z_2}{z_3}$$

Приращение частоты вращения полуосевых шестерен при повороте автомобиля:

$$\Delta n_3 = \pm n_2 \cdot \frac{z_2}{z_3}$$

Частота вращения полуосей при повороте автомобиля:

$$n_{\text{л}} = n_1 - n_2 \cdot \frac{z_2}{z_3},$$

$$n_{\text{п}} = n_1 + n_2 \cdot \frac{z_2}{z_3}.$$

Частота вращения полуоси, если одна из них неподвижна,

$$n_{\text{л}} + n_{\text{п}} = 2n_1.$$

Частота вращения полуосей при неподвижной коронной шестерне

$$n_{\text{л}} = -n_{\text{п}}.$$

Частота вращения сателлита

$$n_2 = \frac{n_{\text{л}} - n_{\text{п}}}{2} \cdot \frac{z_3}{z_2}.$$

Окружная скорость на ободу ведущего колеса

$$V_{\text{об.}} = \frac{\pi \cdot n_3}{30} \cdot R_{\text{об.}}$$

Скорость поступательного движения автомобиля:

$$V = \frac{V_{\text{об.}}}{2}.$$

4.5.3 Силовой анализ

Крутящий момент на коронной шестерне:

$$M_1 = M_{\text{л}} + M_{\text{п}}.$$

Связь между мощностями дифференциала

$$N_{\text{л}} + N_{\text{п}} = N_1 - N_T.$$

Мощность трения

$$N_T = \frac{M_T \cdot (n_{\text{л}} - n_{\text{п}})}{716,2}.$$

Крутящие моменты на полуосях

$$M_{\text{л}} = \frac{M}{2} + M_T$$

$$M_{\text{п}} = \frac{M}{2} - M_T$$

Момент трения

$$M_T \cong 0,15 \frac{M}{2}$$

Эффективный момент

$$M_{\text{э}} = 716,2 \frac{N}{n_D} \quad (23)$$

Момент на оси коронной шестерни

$$M_1 = M_0 \frac{z}{z_0}$$

где: M_0 — крутящему моменту на выходном валу коробки перемены передач.

Библиографический список

1. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для техн. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — 7-е изд., М. : Высш. шк., 2001. — 447 с.
2. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. / А. Е. Шейнблит. — Изд-е 2-е, — Калининград : Янтарный сказ, 2002. — 454 с.
3. Иванов, М. Н. Детали машин: учеб. для студентов втузов / М. Н. Иванов / Под ред. В. А. Финогенова — М. : Высш. шк., 2000. — 383 с.
4. Чекмарев, А. А. Справочник по машиностроительному черчению / А. А. Чекмарев, В. К. Осипов. — Изд. 3-е, М.: Высш. шк., 2002. — 493 с.
5. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. — Изд. 8-е, перераб. и доп. / Под ред. Жестковой И. Н. В 3-х. т. — М.: Машиностроение, 2001. — 912 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа №1. Построение эвольвентных профилей зубьев колёс методом обкатки с помощью зубчатой рейки	3
1.1 Материалы, способы и методы изготовления зубчатых колёс	3
1.2 Теория зубчатого зацепления	10
1.3 Лабораторное устройство для построения эвольвентных профилей зубьев	14
1.4 Порядок выполнения работы	16
Лабораторная работа №2. Определение параметров эвольвентного зубчатого колеса при помощи инструмента и расчётных зависимостей	20
2.1 Определение модуля зубьев и угла профиля исходного контура	20
2.2 Определение коэффициента смещения инструмента	22
Лабораторная работа №3. Определение кинематических и силовых параметров механической коробки перемены передач	27
3.1 Назначение и конструкция коробки передач	27
3.2 Определение кинематических и силовых параметров коробки передач	29
Лабораторная работа №4. Кинематический и силовой анализ дифференциала	31
4.1 Конструкция и работа дифференциала	31
4.2 Кинематический анализ	34
4.3 Силовой анализ	37
4.4 Описание и работа лабораторной установки	38
4.5 Расчётные зависимости	39
4.5.1 Исходные данные для кинематического и силового исследования дифференциала	39
4.5.2 Кинематический анализ	40
4.5.3 Силовой анализ	41
Библиографический список	43

