

## ЛЕКЦИЯ № 06

### ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА

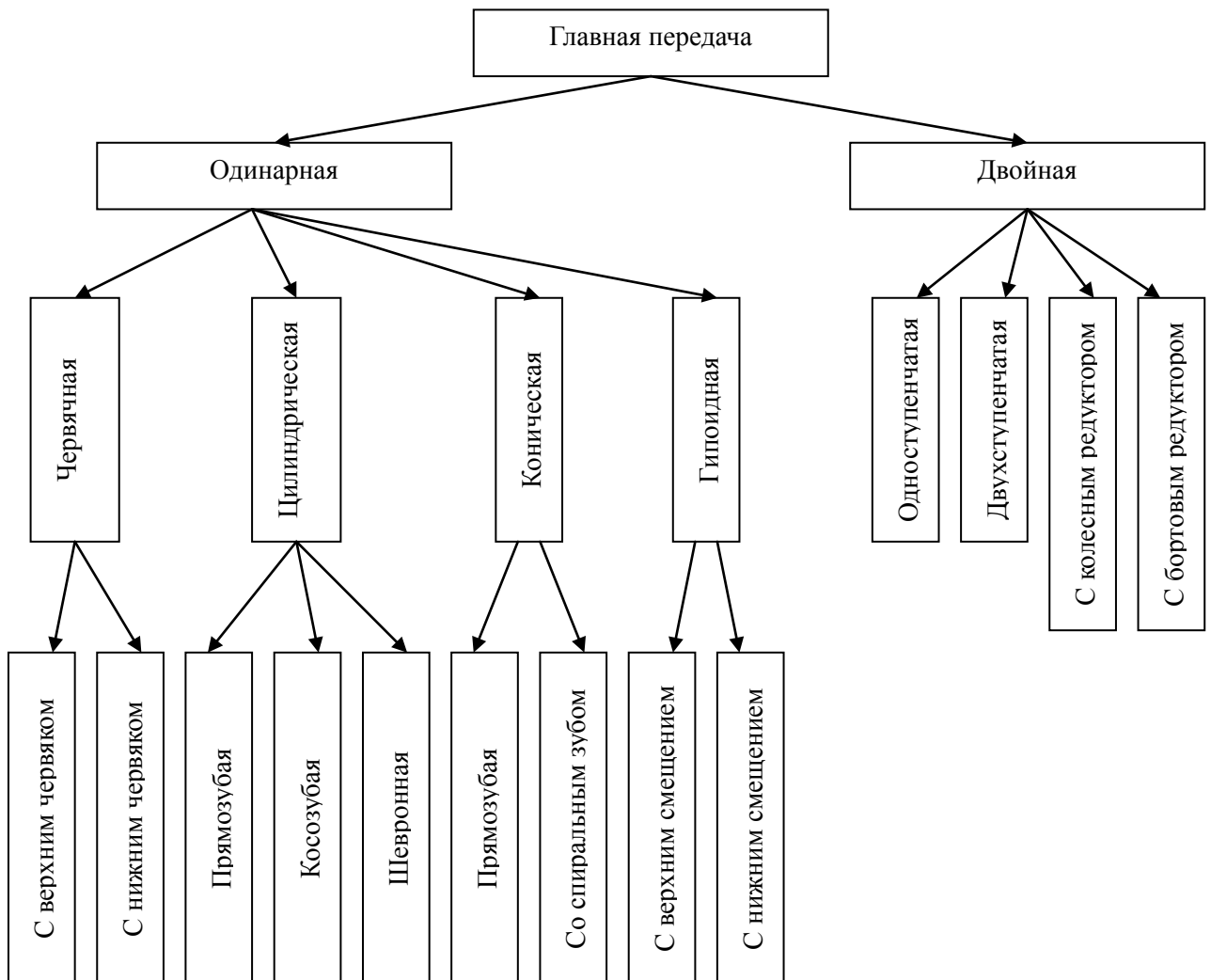
Напомнить необходимость использования главной передачи в трансмиссии автомобиля. Особое внимание уделить вопросам согласования частоты вращения коленчатого вала двигателя с частотой вращения ведущих колес.

Главная передача служит для увеличения крутящего момента двигателя, подводимого к ведущим колесам, и выбирается из условий получения заданной максимальной скорости автомобиля на высшей передаче в коробке передач и оптимальной топливной экономичности.

#### Требования:

- минимальные размеры по высоте (для обеспечения макс. дорожного просвета);
- низкий уровень шума;
- общие требования.

#### Классификация главных передач



# АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ГЛАВНЫХ ПЕРЕДАЧ

## 1. Одинарные главные передачи

### 1.1 Червячные передачи

*Нарисовать схему червячной передачи и пояснить отличие передачи с верхним и нижним червяком.*

Общая характеристика червячной передачи:

+ малые размеры, бесшумность, плавное зацепление и минимальные динамические нагрузки, высокое передаточное число  $U_z = 4 \dots 5$ ;

— малый КПД –  $0,9 \dots 0,92$  (объясняется продольным скольжением зубьев), высокая трудоемкости изготовления и высокая стоимость (материал червяка – оловянистая бронза).

В зависимости от расположения червяка по отношению к червячному колесу различают червячные **передачи с верхним и с нижним расположением червяка**. Эти передачи при внешнем сходстве обладают различными свойствами.

Червячная передача с верхним расположением червяка (*каждое достоинство пояснить на схеме*):

+ благоприятные условия для работы карданной передачи (минимальные углы), удобство организации передачи крутящего момента к последовательно расположенным ведущим мостам;

— плохие условия смазки червяка (особенно при начале движения).

Червячная передача с нижним расположением червяка:

+ возможно снижение уровня пола, создание благоприятных условий смазки червячной пары;

— не благоприятные условия работы карданной передачи (увеличивается угол наклона карданного вала).



### 1.2 Цилиндрическая передача

Цилиндрическая главная передача применяется при поперечном расположении двигателя в переднеприводных автомобилях и размещается в общем картере с коробкой передач и сцеплением.

*На примере двухвальной КПП напомнить конструкцию цилиндрической главной передачи. Также по схеме пояснить некоторые особенности цилиндрической главной передачи, в частности:*

В существующих конструкциях зубья цилиндрической передачи выполняются прямыми («Форд Фиеста»), косыми (ВАЗ-2108, «Фиат Уно»), шевронными (Хонда).

Характеристика: передаточное число –  $3,5 \dots 4,2$ ;

+ высокий КПД – не менее  $0,98$ ;

— недостаточная плавность зацепления (для улучшения необходимо увеличивать размеры колес, что снижает дорожный просвет и повышает уровень шума при работе главной передачи).



### 1.3 Коническая передача

В соответствии с классификацией конические передачи различают: **прямозубые, косозубые (с круговым) зубом и гипоидные**. Главные передачи с прямым зубом на современных автомобилях не устанавливают.

**1.3.1 Коническая главная передача с круговым зубом.** Нарисовать схему передачи и пояснить принцип работы.

Характеристика:

$U_{\text{лег}} = 3,5 \dots 4,5$ ;  $U_{\text{гр}} = 5 \dots 7$ .

+ высокий КПД – 0,97... 0,98; более компактна в сравнении с прямозубыми; выше плавность и ниже динамические нагрузки; повышенная износостойкости

Особенности:

- для улучшения приработки зубьев число зубьев колеса и шестерни не кратно;
- зубья шестерни всегда имеют левое направление спирали, (чтобы не было ввинчивания шестерни на передачах переднего хода), что может быть причиной ее заклинивания при заднем ходе, когда подшипники недостаточно затянуты.

**1.3.2 Гипоидные главные передачи** получают все более широкое распространение. В настоящее время их устанавливают почти на всех отечественных легковых автомобилях и на многих грузовых автомобилях (ГАЗ-53А, ЗИЛ-133, ЗИЛ-433100).

Стремление снизить центр масс легковых автомобилей привело к созданию в 1925 г. гипоидной главной передачи. В начале эта передача применялась только на легковых автомобилях. Затем, когда выяснились прочие достоинства гипоидной передачи, ее стали широко использовать и на грузовых автомобилях.

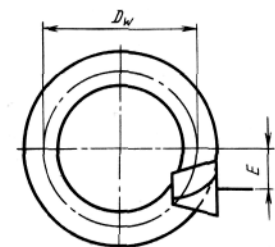
*Нарисовать схему и напомнить принцип работы*

Особенности: в отличие от конической передачи в гипоидной оси зубчатых колес не пересекаются, а перекрещиваются.

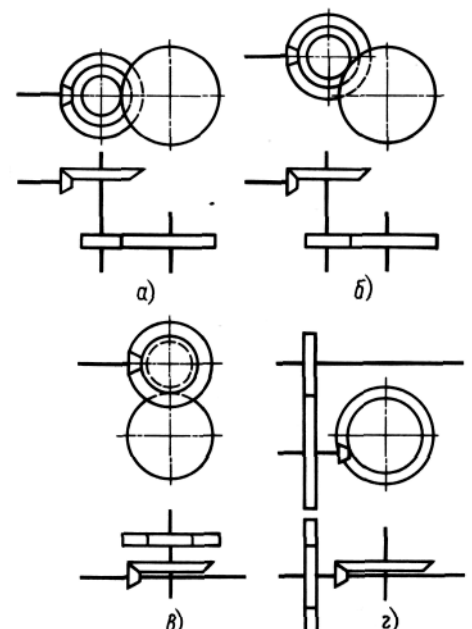
Начальными поверхностями гипоидной пары являются поверхности гиперболоидов вращения. При этом ось шестерни получает смещение  $E$  относительно оси колеса.

Смещение оси шестерни может быть нижним (на автомобилях классической компоновки для снижения центра тяжести) и верхним (на многоосных автомобилях для того, чтобы вал шестерни выполнить проходным, а на переднеприводных автомобилях — по условиям компоновки).

+ большая в сравнении с конической прочность, бесшумность, плавность хода и сопротивление усталости (повышение прочности гипоидной передачи обусловлено увеличением среднего диаметра шестерни при прочих равных условиях); возможность применения двусторонние опоры для шестерни (вместо консольного закрепления, обычного для конических передач), что увеличивает жесткость и нагрузочную способность (показать на схеме); снижение центра тяжести автомобиля (при нижнем смещении); возможность передачи крутящего момента под любым углом скрещивания осей (по-



Гипоидная главная передача



Схемы двойных центральных передач

казать на схеме); .

— КПД гипоидной передачи  $0,96...0,97$  (несколько ниже КПД конической, что связано с наличием наряду с поперечным продольного скольжения зубьев со скоростью), необходимость применения специального гипоидного масла (наличие специальных присадок препятствует разрушению масляной пленки).

## 2. Двойные главные передачи

Двойные главные передачи применяются на грузовых автомобилях и автобусах, когда необходимо обеспечить передачу большого крутящего момента при соответственно большом передаточном числе, а также при необходимости обеспечить заданный дорожный просвет.

В сравнении с одинарными, двойные главные передачи, имеют большее передаточное число –  $6...12$  (против  $4...6$ ), но при этом у них ниже КПД –  $0,93... 0,96$ , стоимость и масса.

В соответствии с классификацией главным передач двойные передачи различают центральные и разнесенные.

**2.1 Центральная двойная главная передача** представляет собой сочетание конической или гипоидной пары с цилиндрической, которые объединены в общем картере.

**2.2 Разнесенная двойная главная передача** применяется для грузовых автомобилей большой грузоподъемности (автомобили МАЗ, «Магirus», практически на всех отечественных автобусах и троллейбусах (мосты RABA) ), а также для автомобилей высокой проходимости (автомобили ЛуАЗ, армейский УАЗ).

*Нарисовать схему и пояснить устройство и принцип работы.* Двойная главная передача состоит из центрального редуктора в виде конической или гипоидной передачи с небольшим передаточным числом ( $U_{гп} = 2...3$ ) и двух редукторов, размещенных в колесах или по бортам автомобиля. Колесные или бортовые редукторы могут представлять собой **цилиндрическую пару** с наружным или внутренним (УАЗ-469) зацеплением. В зависимости от расположения этой пары может быть или увеличен дорожный просвет, или снижен уровень пола, что важно для городских автобусов. Также редукторы могут быть выполнены в виде планетарного редуктора, что позволит увеличить суммарное передаточное число главной передачи.

Особенности:

+ уменьшаются нагрузки на полуоси и детали дифференциала (т.к. они передают момент увеличенный лишь одной ступенью редуктора,  $U_{гп1} = 2...3$ , а всего редуктора  $U_{гп} = 6...9$ ); увеличенный дорожный просвет и тем самым повышается проходимость *пояснить по схеме* (малое передаточное число и размеры центрального редуктора);

— более сложная и металлоемкая, дорогостоящая и трудоемкая в обслуживании, плохие условия работы дифференциала (повышение относительных скоростей вращения зубчатых колес при повороте или буксовании автомобиля, поэтому требуется введение антифрикционных шайб, втулок и улучшения смазочной системы).

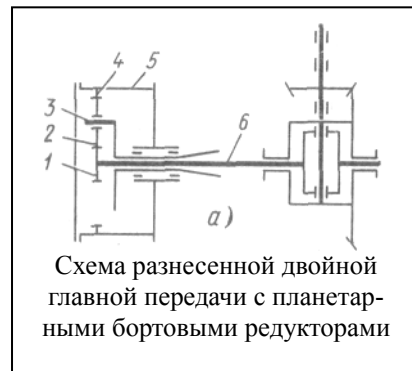


Схема разнесенной двойной главной передачи с планетарными бортовыми редукторами

## СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КОНИЧЕСКОЙ ПАРЕ С КРИВОЛИНЕЙНЫМ ЗУБОМ

### Коническая пара с пересекающимися осями

Будем считать, что равнодействующая сил приложена в точке зуба на радиусе  $r_x$ .

$$r_x = r_0 - \frac{b}{2} \sin \delta,$$

где  $r_0$  - радиус основания начального конуса шестерни;  $b$  — ширина шестерни;  $\delta$  — половина угла при вершине начального конуса.

Со стороны колеса на шестерню действует сила  $P_2$ .

Сила  $\vec{P}_2 = \vec{P} + \vec{Q}' + \vec{R}'$ ,

где  $P$  - окружная сила;

$Q'$  - сила близкая к осевому направлению;

$R'$  - сила близкая к радиальному направлению.

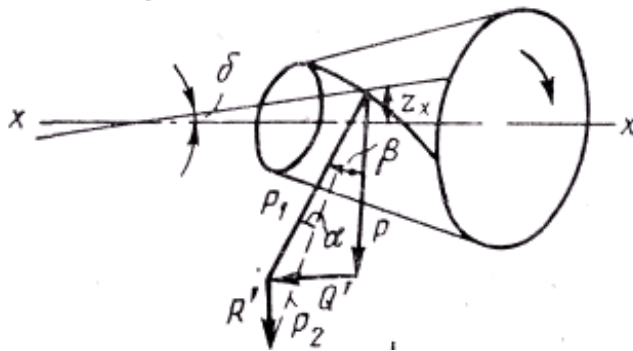


Схема сил, действующих на коническую шестерню с криволинейным зубом

Окружная сила

$$P = \frac{M}{r_x}$$

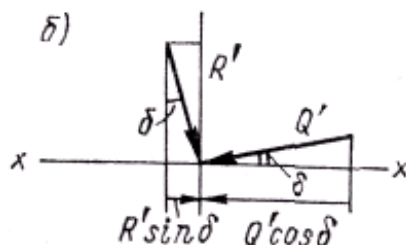
Сила  $Q' = P \tan \beta$ . Для конических зубчатых колес угол спирали  $\beta = \beta_1 = \beta_2 = 35 \dots 45^\circ$ .

Введем вспомогательную силу  $P_1 = \frac{P}{\cos \beta}$ .

$$\text{Тогда } R' = P_1 \tan \alpha = \frac{P \tan \alpha}{\cos \beta},$$

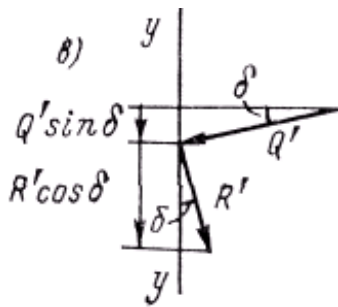
где угол зацепления  $\alpha = 16 \dots 18^\circ$ .

Проектируя силы  $Q'$  и  $R'$  на оси  $xx$  и  $yy$ , где  $xx \perp yy$ , получим осевую и радиальную силы, действующие на шестерню.



Осевая сила

$$Q = R' \sin \delta \left( \frac{-}{+} \right) Q' \cos \delta = \frac{P}{\cos \beta} \left[ \tan \alpha \sin \delta \left( \frac{-}{+} \right) \sin \beta \cos \delta \right] \quad (\text{IX.2})$$



Радиальная сила

$$R = R' \cos \delta \left( \begin{smallmatrix} + \\ - \end{smallmatrix} \right) Q' \sin \delta = \frac{P}{\cos \beta} \left[ \operatorname{tg} \alpha \cos \delta \left( \begin{smallmatrix} + \\ - \end{smallmatrix} \right) \sin \beta \sin \delta \right] \quad (\text{IX.3})$$

Осевая сила  $Q$ , направленная к основанию конической шестерни, принята положительной, а к вершине — отрицательной.

На рис. представлена шестерня правого вращения с правой спиралью (одноименные направление вращения и направление спирали). При разноименных направлении вращения и направлении спирали (правое вращение — левая спираль или левое вращение — правая спираль) знаки перед вторым членом скобок меняются на обратные. Знаки для этого случая приведены в скобках.

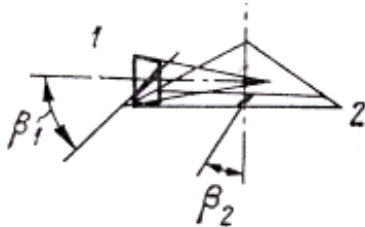
Осевая сила  $Q$ , направленная к основанию начального конуса, исключает возможность заклинивания шестерен. Поэтому применение малой ведущей шестерни главной передачи, имеющей обычно при движении автомобиля вперед правое вращение с левой спиралью зуба, целесообразно. Следует иметь в виду, что при движении автомобиля задним ходом может иметь место заклинивающее действие у шестерен, однако величина крутящего момента на заднем ходу обычно незначительна.

В зависимости от числа зубьев ведущей шестерни  $z_1$ , могут быть приняты следующие углы спирали  $\beta$ , град:

$z_1$ . . . . .	5	6	7 и более
$\beta$ , град . . . . .	42—45	40—42	35—40

### Коническая пара с перекрещивающимися осями (гипоидная передача)

Если для конических, не гипоидных шестерен  $\beta_1 = \beta_2$ , то для гипоидных шестерен имеем  $\beta_1 \neq \beta_2$ .



Силы  $P_{(1)}, Q_{(1)}, R_{(1)}$ , действующие на ведущую шестерню 1, не равны силам  $P_{(2)}, R_{(2)}, Q_{(2)}$ , действующим на ведомую шестерню 2. Поэтому, если для конических не гипоидных шестерен ( $P_{(1)} = -P_{(2)}, Q_{(1)} = -R_{(2)}, R_{(1)} = -Q_{(2)}$ ) достаточно определить три составляющих  $P, Q, R$ , то для гипоидной пары шестерен необходимо определить шесть составляющих  $P_{(1)}, P_{(2)}, Q_{(1)}, Q_{(2)}, R_{(1)}, R_{(2)}$ .

Результирующая сила давления  $P_2$  равна по величине как для ведущей, так и для ведомой шестерен (рис):

для ведущей шестерни 1

$$P_2 = \frac{P_{(1)}}{\cos \beta_{(1)} \cos \alpha}; \quad (\text{IX.4})$$

для ведомой шестерни 2

$$P_2 = \frac{P_{(2)}}{\cos \beta_{(2)} \cos \alpha}, \quad (\text{IX.5})$$

где  $P_{(1)}$  и  $P_{(2)}$  — окружные силы для шестерен 1 и 2.

Из последних двух формул находим

$$\frac{P_{(1)}}{P_{(2)}} = \frac{\cos \beta_{(1)}}{\cos \beta_{(2)}}. \quad (\text{IX.6})$$

Составляющие силы, на которые может быть разложена результирующая сила  $P_2$ , будут:

для шестерни 1

$$P_{(1)} = \frac{M}{r_{x(1)}}, \quad (\text{IX.7})$$

$$Q_{(1)} = \frac{P_{(1)}}{\cos \beta_{(1)}} \left[ \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_{(1)} \left( \overline{+} \right) \sin \beta_{(1)} \cos \delta_{(1)} \right]; \quad (\text{IX.8})$$

$$R_{(1)} = \frac{P_{(1)}}{\cos \beta_{(1)}} \left[ \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_{(1)} \left( \overline{+} \right) \sin \beta_{(1)} \sin \delta_{(1)} \right]; \quad (\text{IX.9})$$

для шестерни 2

$$P_{(2)} = P_{(1)} \frac{\cos \beta_{(2)}}{\cos \beta_{(1)}}; \quad (\text{IX.10})$$

$$Q_{(2)} = \frac{P_{(1)}}{\cos \beta_{(1)}} \left[ \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_{(2)} \left( \overline{+} \right) \sin \beta_{(2)} \cos \delta_{(2)} \right]. \quad (\text{IX.11})$$

$$R_{(2)} = \frac{P_{(1)}}{\cos \beta_{(2)}} \left[ \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_{(2)} \left( \overline{+} \right) \sin \beta_{(2)} \sin \delta_{(2)} \right]. \quad (\text{IX.12})$$

## РАСЧЕТ ВАЛОВ И ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Источником нагрузок на валы главной передачи являются силы действующие в зацеплении.

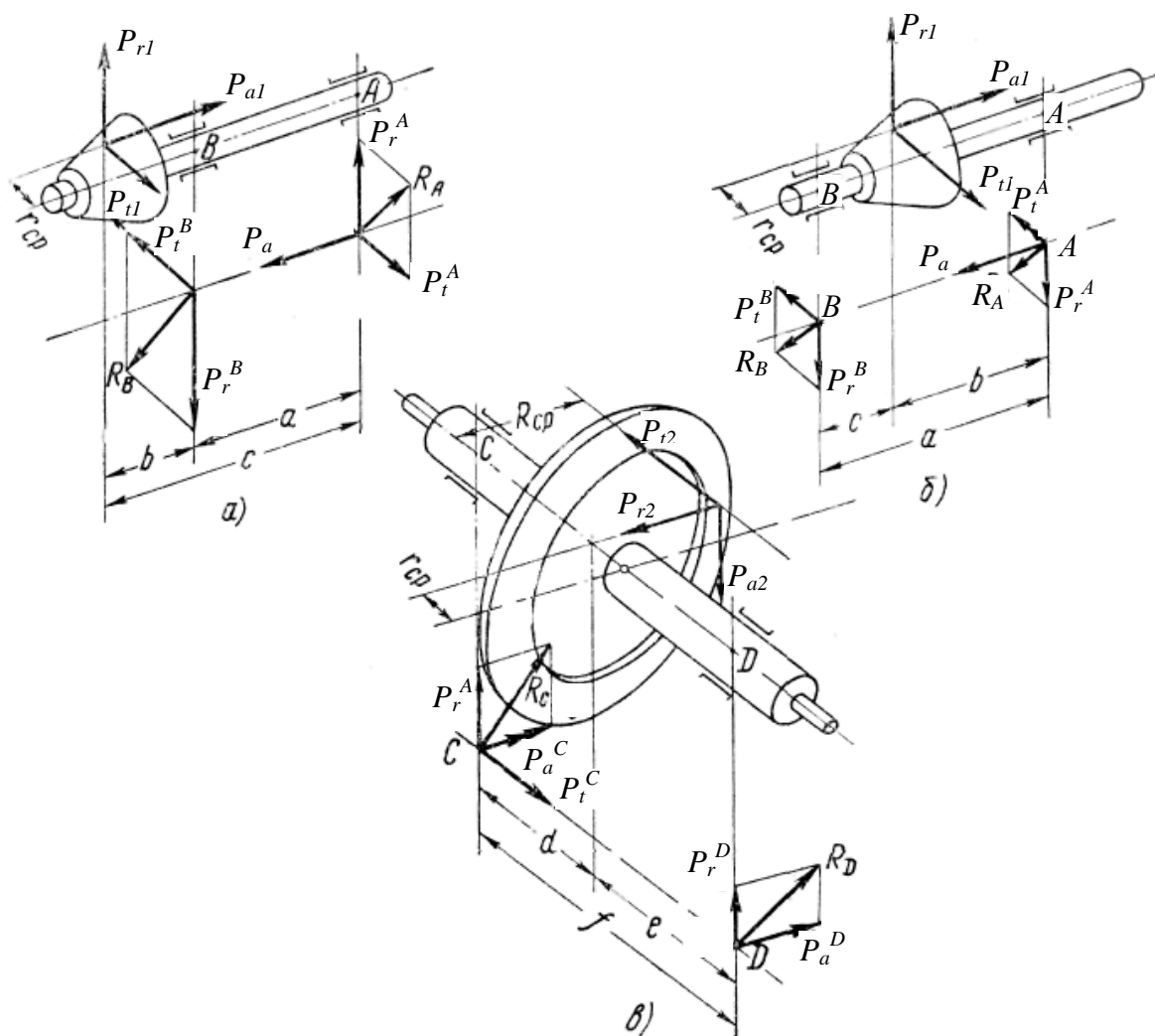
Реакции в опорах определяют по правилам «Сопротивления материалов». При консольной установке шестерни и при установке с дополнительной опорой реакции опор

$$R_A = \frac{1}{a} \sqrt{(P_{t1}b)^2 + (P_{r1}b - P_{a1}r_x)^2},$$

$$R_B = \frac{1}{a} \sqrt{(P_{t1}c)^2 + (P_{r1}c + P_{a1}r_x)^2}.$$

где  $P_{t1}$ ,  $P_{r1}$ ,  $P_{a1}$  и  $a$ ,  $b$ ,  $c$  — соответственно силы действующие в зацеплении и плечи их действия. Благодаря принятым на рисунке обозначениям, структура формул одинакова для обоих случаев расположения опор вала шестерни.

Реакции в опорах колеса определяются аналогично.



Валы главной передачи работают при одновременном действии изгибающих усилий и крутящего момента. Поэтому при проектировании главной передачи выполняются расчеты на прочность и жесткость. Особенностью выходного вала главной передачи является то, что его роль выполняет картер дифференциала, который имеет гарантированную прочность и жесткость. В связи с этим расчет выходных валов на прочность и жесткость не выполняется.

### Расчет вала шестерни на прочность по напряжениям изгиба

Прочность валов главной передачи рассчитывают при совместном действии напряжений изгиба и кручения, т.е. по эквивалентному напряжению (аналогично валам КПП)

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W_{\text{изг}}} \leq [\sigma_{\text{изг}}],$$

где  $M_{\text{экв}}$  – эквивалентный изгибающий момент

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{изг}}^2 + M_{\text{изг}}^2 + M_{\text{кр}}^2},$$

где  $M_{\text{ив}}$ ,  $M_{\text{иг}}$ ,  $M_{\text{кр}}$  – соответственно изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскости и крутящий момент;

$W_{\text{изг}}$  – момент сопротивления изгибу.



### Расчет вала шестерни на прочность по напряжениям кручения

$$\tau_{кр} = \frac{M_p}{W_{кр}} \leq [\tau_{кр}],$$

где  $M_p$  – расчетный момент.

$W_{кр}$  – момент сопротивления кручению.

### Расчет вала шестерни на жесткость

#### консольное расположение опор:

– прогибы валов

$$\left. \begin{aligned} f_z &= \frac{P_{r1} \cdot b^2 (a+b)}{3EJ} \\ f_{\phi} &= \frac{P_{r1} \cdot b^2 (a+b)}{3EJ} - \frac{P_{a1} r_{cp}^2 (2a+3b)}{6EJ} \end{aligned} \right\} \leq [f] = 0,075 \cdot 10^{-3} \text{ мм},$$

где  $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ ;

$J$  – момент инерции вала в опасном сечении.

– угол поворота опасного сечения (сечение действия силы в зацеплении)

$$\phi = \frac{P_{r1} b (2a+3b)}{6EJ} - \frac{P_{a1} r_{cp} (a+3b)}{3EJ} \leq [\phi] = 0,0017 \text{ рад};$$

#### двустороннее расположение опор

– прогибы валов

$$\left. \begin{aligned} f_z &= \frac{P_{r1} \cdot b^2 c^2}{3(b+c)EJ} \\ f_{\phi} &= \frac{P_{r1} \cdot b^2 c^2}{3(b+c)EJ} \end{aligned} \right\} \leq [f] = 0,075 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

– угол поворота опасного сечения (сечение действия силы в зацеплении)

$$\phi = \frac{P_{a1} r_{cp} (b^2 - bc + c^2) + P_{r1} bc (c-b)}{3(b+c)EJ} \leq [\phi] = 0,0017 \text{ рад}.$$

### РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ

#### Передаточные числа:

– одинарных передач  $U_{\Gamma} = 4 \dots 6$  (большие значения для гипоидных передач);

– двойных передач

$$U_{\Gamma} = U_k U_{ц}$$

где  $U_k$  – передаточное число конической передачи;

$U_{ц}$  – передаточное число цилиндрической передачи.

В существующих конструкциях  $U_k/U_{ц} = 0,5 \dots 1,0$ .

У автомобилей общего назначения  $U_{\Gamma} = 6 \dots 12$ , специального назначения  $U_{\Gamma} = 16 \dots 26$ .

## Числа зубьев

Число зубьев конической шестерни:

- для гр.авт.  $z_{1\min} \geq 5$ ;
- для легковых  $z_{1\min} \geq 9$ .

Сумма зубьев:

- конической пары  $z_{\Sigma k} = 30 \dots 40$ ;
- цилиндрической пары  $z_{\Sigma u} = 68 \pm 10$ .

## Углы наклона зубьев:

- конической передачи: средний угол наклона линии зуба  $\beta_m \approx 25 + 5\sqrt{U_k}$ ;
- цилиндрической передачи  $\beta = 16 \dots 20^\circ$ .

Направление линии зуба выбирают так, чтобы осевая сила отжимала зубчатое колесо из зацепления при движении автомобиля вперед.

Далее геометрические параметры цилиндрические передачи двойных главных передач рассчитываются по тем же формулам, что и зубчатые передачи КП.

Основными размерами, характеризующими коническую передачу, являются конусное расстояние и средний окружной модуль.

**Конусное расстояние** можно определить из условия обеспечения контактной прочности поверхности зуба

$$R_e = \sqrt{(1+U)} \sqrt[3]{\frac{(Z_M Z_H Z_\alpha)^2 M_p K_H}{2[\sigma_H]^2 (1-0,5\psi_{R_e})^2 \psi_{R_e} U \cdot 0,85}},$$

где  $U$  – передаточное число передачи;

$Z_M Z_H Z_\alpha$  – коэффициенты соответственно материала, контактной линии и формы рабочих поверхностей;

$M_p$  – расчетный момент

$$M_p = \sqrt[3]{M_I^{m_r} \left( \frac{N_I}{N_0} \right) + M_{II}^{m_r} \left( \frac{N_{II}}{N_0} \right) + \dots},$$

$M_I, M_{II} \dots$  – крутящие моменты на карданном валу при включении  $I, II, \dots$  передач КП при  $M_{\max}$ ;

$N_I$  – число циклов нагружения на каждой передаче (определяется на основе статистических данных времени работы на каждой передаче + пробег до КР)

$N_0$  – базовое число циклов нагружения ( $N_0 = 1 \cdot 10^7$  циклов);

$m_r$  – показатель степени кривой контактной выносливости (для стальных колес  $m_r = 6$ );

$K_H$  – коэффициент нагрузки;

$\psi_{R_e}$  – коэффициент ширины зубчатого венца (для автомобильных передач  $\psi_{R_e} = 0,25 \dots 0,33$ ) [Лукин, 190];

$[\sigma_H]$  – допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_M},$$

$\sigma_{H0}$  – предел контактной выносливости;

$S_M$  – коэффициент безопасности  $S_M = 1,2$  (для колес с поверхностным упрочнением).

0,85 – коэффициент, характеризующий пониженную нагрузочную способность конической пары в сравнении с цилиндрической парой (при расчетах на прочность коническая пара приводится к эквивалентной цилиндрической паре)

**Средний окружной модуль** можно определить по условию обеспечения изгибной усталостной прочности зуба

$$m_{t_m} = \sqrt[3]{\frac{2M_p \cos \beta_1 K_F Y_F Y_\beta}{0,85[\sigma] z_1^2 \psi_d}},$$

где 0,85 – коэффициент, характеризующий пониженную нагрузочную способность конической пары в сравнении с цилиндрической парой;

$M_p$  – расчетный момент (рассчитывается аналогично расчетам на контактную прочность, но показатель  $m_r = 9$ );

$Y_F, Y_\beta, K_{F\beta}, K_{Fv}, K_{F\mu}$  – коэффициенты, учитывающие соответственно неравномерность распределения нагрузки, форму и наклон зубьев определяются как для цилиндрических передач;

$[\sigma_F]$  – допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F},$$

$\sigma_{F0}$  – предел контактной выносливости (для сталей, применяемых в автомобилестроении  $\sigma_{F0} = 820 \dots 920 \text{ МПа}$ );

$S_F$  – коэффициент безопасности  $S_F = 1,55$ ;

$\psi_d$  – коэффициент ширины зуба  $\psi_d = 0,15 \dots 0,35$ .

### Расчет шлицевых и крепежных соединений

Главная передача может иметь несколько шлицевых соединений. Как минимум это шлицевое соединение ведущего вала и вилки карданного вала.

Крепежные соединения – крепление колеса к корпусу дифференциала.

Шлицевые и резьбовые соединения рассчитываются на срез и смятие в соответствии с нагрузочным режимом (по максимальному моменту) и по методикам общего машиностроения (см. Детали машин).