

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна  
Должность: проректор по учебной работе  
Дата подписания: 13.03.2023 10:54:40  
Уникальный программный ключ:  
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4e4851fda56d089

## МИНОБРАЗОВАНИЯ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Юго-Западный государственный университет» (ЮЗГУ)

Кафедра технологии материалов и транспорта

УТВЕРЖДАЮ  
Проректор по учебной работе  
О.Г. Локтионова  
« 13 » 03 2021 г.



### АВТОМОБИЛИ: ОСНОВЫ КОНСТРУКЦИИ

Методические указания к выполнению практических работ по дисциплине «Конструкция и элементы расчета автомобилей» для студентов специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Курс 2021

Составитель: В.И. Козликин

УДК 62-11 (075.8)

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент *А.А. Толкушев*

Автомобили: Основы конструкции: методические указания к выполнению практических работ по дисциплине «Конструкция и элементы расчета автомобилей» для студентов специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: В.И. Козликин: ЮЗГУ, 2021. - 49с.

Содержат разработки практических занятий по дисциплине «Конструкция и элементы расчета автомобилей» (раздел «Автомобили: основы конструкции»). Представлены анализ рабочих процессов и элементы расчетов основных агрегатов и систем автомобиля.

Предназначены для студентов специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» очной и заочной форм обучения

Текст печатается в авторской редакции

ИД №06430 от 10.12.01

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.  
Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж экз. Заказ . Бесплатно.

Юго-Западный государственный университет  
Издательско-полиграфический центр Юго-Западного  
государственного университета. 305040, г. Курск, ул. 50 лет  
Октября, 94.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
Практическое занятие 1. Определение мощности и крутящего момента на коленчатом валу двигателя.....	6
Практическое занятие 2. Определение ведущего момента и силы тяги.....	11
Практическое занятие 3. Тяговый баланс автомобиля. Уравнение тягового баланса.....	15
Практическое занятие 4. Установление нагрузочного режима при расчете трансмиссии на статическую прочность.....	19
Практическое занятие 5. Определение момента трения сцепления и диаметра ведомого диска сцепления.....	22
Практическое занятие 6. Определение работы буксования и температуры нагрева ведущих дисков сцепления.....	28
Практическое занятие 7. Принцип подбора передаточных чисел коробок передач.....	31
Практическое занятие 8. Определение критической частоты вращения карданного вала.....	37
Практическое занятие 9. Расчет коэффициентов блокировки и полезного действия дифференциала.....	42
Заключение.....	48
Библиографический список.....	49

## ВВЕДЕНИЕ

На современном этапе развития мировой экономики автомобильный транспорт для большинства развитых стран является основным видом внутреннего транспорта и ключевым элементом транспортной системы, который играет главную роль в обеспечении экономического роста и социального развития.

В большинстве развитых стран автомобильный транспорт развивался опережающими темпами по отношению к другим видам транспорта и отраслям экономики. Этому способствовали его объективные преимущества, дополненные значительным прогрессом в области дорожного строительства и конструкций автотранспортных средств, а также в связи с широким распространением систем промышленной и транспортной логистики.

Массовое применение автотранспортных средств повлекло за собой изменения во всех секторах экономики и в социальной сфере, в ситуации на рынке труда, в градостроительной политике, в организации розничной торговли, отдыха, в других аспектах жизни общества. При этом процесс автомобилизации принял, по существу, глобальный характер. В настоящее время в наиболее развитых странах 75-80% всего объема пассажирских и грузовых перевозок выполняется автомобильным транспортом.

Автомобильная промышленность поставляет на рынок РФ подвижной состав, имеющий высокую надежность. Однако вследствие усложнения конструкции автотранспортных средств необходимо применение все более сложных технических средств обслуживания автомобилей, в первую очередь диагностических, а также совершенствование технологии и организации работ, повышение квалификации персонала.

Основой профессиональной деятельности инженера по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» является реализация технической политики обеспечения работоспособности автомобилей. Высокий уровень работоспособности определяется, во-первых – конструкцией автомобилей, во-вторых – мерами по обеспечению их работоспособности в процессе эксплуатации. Это и определяет значимость дисциплины «Конструкция и элементы расчета автомобилей» в подготовке специалистов для автотранспортного

комплекса страны.

Практикум по дисциплине «Конструкция и элементы расчета автомобилей состоит из 3-х частей.

В первой части практикума представлен цикл практических работ по расчету основных агрегатов и систем автомобилей.

Выполнение практических заданий с использованием параметров технических и агрегатных характеристик современных автотранспортных средств обеспечивает закрепление знаний особенностей рабочих процессов, расчетных нагрузок и расчетов основных агрегатов автомобилей.

## Практическое занятие 1.

### Определение мощности и крутящего момента на коленчатом валу двигателя

Источником энергии на автомобиле служит двигатель внутреннего сгорания. Характеристики двигателя служат для определения его мощностных и экономических показателей. Наиболее важные характеристики – скоростные, нагрузочные и регулировочные – позволяют оценивать работу двигателей, а также судить о совершенстве их конструкции.

Величина мощности двигателя зависит от частоты вращения коленчатого вала, количества и состава горючей смеси в цилиндрах, опережения зажигания у бензинового двигателя или впрыска у дизеля и т.д. При исследовании динамичности автомобиля изменение мощности рассматривают в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, считая, что остальные параметры оптимальные, т.е. используют скоростную характеристику двигателя.

**Скоростная характеристика** - графическое изображение зависимости мощности и крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Если скоростную характеристику получают при полной нагрузке двигателя, т.е. при полной подаче топлива, то ее называют **внешней скоростной характеристикой**. При неполной подаче топлива или неполной нагрузке двигателя получают **частичные скоростные характеристики**. Двигатель имеет только одну внешнюю скоростную характеристику и большое число частичных, среди которых и характеристика холостого хода.

Тягово - скоростные свойства автомобиля определяют при работе двигателя на внешней скоростной характеристике.

На внешней скоростной характеристике двигателя отмечают следующие характерные точки:

$n_{min}$  - минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала при полной нагрузке двигателя;

$n_M$  - частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальному крутящему моменту двигателя  $M_{max}$ ;

$n_N$  - частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности  $N_{max}$ .

С увеличением частоты вращения коленчатого вала эффективный крутящий момент и эффективная мощность возрастают, достигая своих максимальных значений соответственно при  $n_M$  и  $n_N$ , и затем уменьшаются. Уменьшение их связано с ухудшением наполнения цилиндров горючей смесью или воздухом и увеличением механических потерь в двигателе. При этом возрастают динамические нагрузки, что приводит к ускоренному износу деталей двигателя. В условиях эксплуатации двигатель работает главным образом в интервале частот вращения от  $n_M$  до  $n_N$ .

Способность двигателя к преодолению кратковременных перегрузок характеризует коэффициент приспособляемости  $K_n$ , представляющий собой отношение максимального крутящего момента  $M_{max}$  к крутящему моменту при максимальной мощности  $M_N$

$$K_n = \frac{M_{max}}{M_N}. \quad (1)$$

Чем выше величина  $K_n$ , тем больше можно увеличивать нагрузку на двигатель, не опасаясь его остановки, тем больший кратковременный подъем сможет преодолеть автомобиль без переключения на низшую передачу. Для карбюраторных двигателей  $K_n = 1,25 \dots 1,35$ ; для дизелей  $K_n = 1,05 \dots 1,15$ .

Внешняя скоростная характеристика двигателя может быть рассчитана по эмпирическим зависимостям. Одной из них является формула С.Р. Лейдермана.

Для ее использования необходимо знать лишь одну точку внешней скоростной характеристики с координатами  $N_{max}$ ,  $n_N$ . Эта формула для бензиновых двигателей записывается так

$$N_e = N_{max} \left[ \frac{n_e}{n_N} + \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^2 - \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \quad (2)$$

где  $N_e$ ,  $n_e$  - соответственно текущие значения эффективной мощности и частоты вращения коленчатого вала;

Для четырехтактных дизелей

$$N_e = N_{max} \left[ 0,53 \frac{n_e}{n_N} + 1,56 \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^2 - 1,09 \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \quad (3)$$

Зная максимальную мощность двигателя  $N_{max}$ , частоту вращения коленчатого вала при максимальной мощности  $n_N$  можно по формулам (2) и (3), задавшись различными значениями  $n_e$ , рассчитать соответствующие им величины эффективной мощности  $N_e$ .

Между мощностью, крутящим моментом и частотой вращения коленчатого вала двигателя существует зависимость

$$N_e = M_e \cdot \frac{\pi \cdot n_e}{30}, \quad (4)$$

Эффективный крутящий момент для бензиновых двигателей и дизелей определяется по формуле

$$M_e = \frac{30 \cdot N_e \cdot 10^3}{\pi \cdot n_e}, \quad (5)$$

В таблице 1 представлены результаты расчёта эффективной мощности и эффективного крутящего момента при различной частоте вращения коленчатого вала на примере двигателя D740 седельного тягача КамАЗ – 5410. На рисунке 1 изображена внешняя скоростная характеристика двигателя D740.

Таблица 1 - Результаты расчета параметров внешней скоростной характеристики двигателя (на примере двигателя D740)

Основные показатели работы двигателя	Частота вращения коленчатого вала $n$ , об/мин				
	$n_{min}$ 600	$n_{e1}$ 1150	$n_M$ 1700	$n_{e2}$ 2150	$n_N$ 2600
Эффективная мощность, кВт	28	66	106,106	134	154
Эффективный крутящий момент, Н×м	445,86	548,3	596,3	595,5	565,9



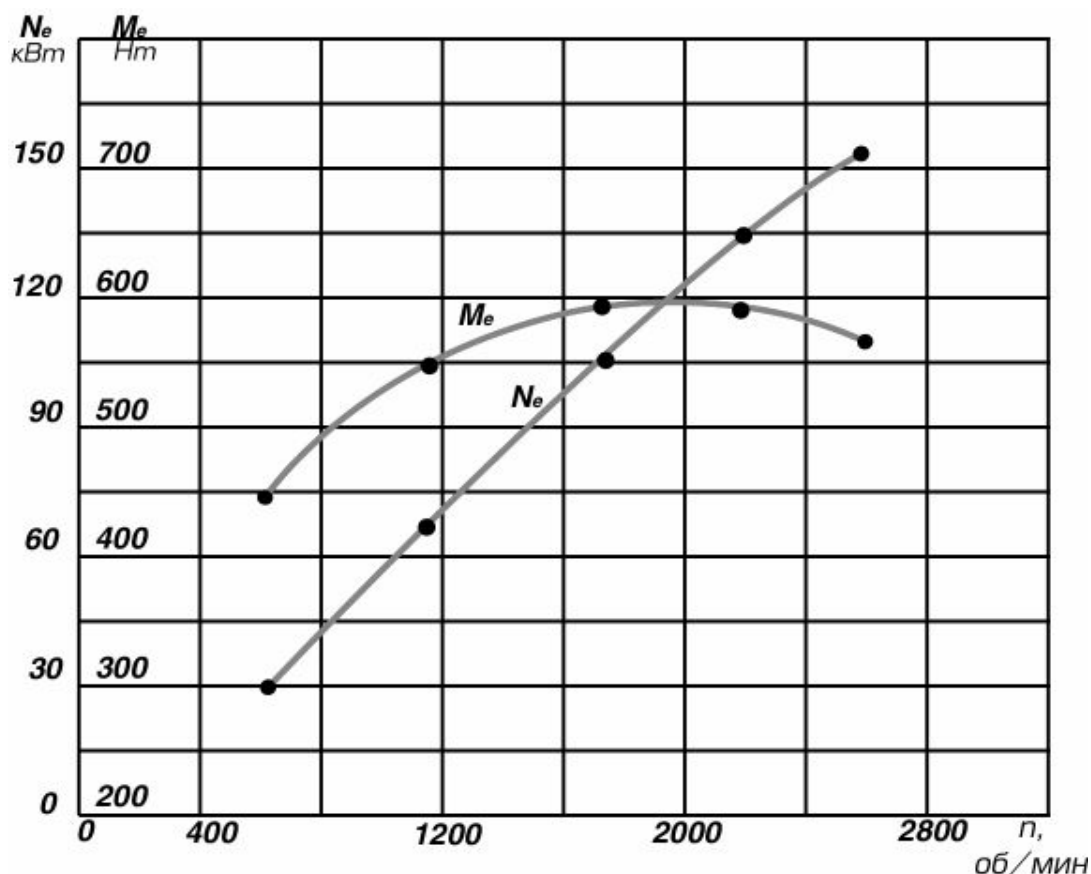


Рисунок 1 - Внешняя скоростная характеристика двигателя D740

**Задача 1.** Построить внешнюю скоростную характеристику двигателя (ВСХД) автомобиля (по заданию в соответствии с вариантом), предварительно определив величины эффективных мощности и крутящего момента в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Результаты расчетов занести в таблицу.

### Последовательность выполнения задания

1. По технической характеристике двигателя (автомобиля) принимаем следующие показатели:

- максимальная мощность  $N_{max}$ , кВт

- частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности  $n_N$ , об/мин;

- частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальному крутящему моменту двигателя  $n_M$ , об/мин;

- максимальный крутящий момент двигателя  $M_{max}$ , Н×м;

2. Принимаем частоту вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу (минимальная частота вращения коленчатого вала, при которой двигатель работает устойчиво) в соответствии с рекомендациями  $n_{xx} = 600 - 800$  об/мин (меньшие значения для дизельных двигателей);

3. Определим два промежуточных значения частоты вращения коленчатого вала двигателя, которые будем использовать при расчете параметров ВСХД и ее построении

$$n_1 = (n_{xx} + n_M) / 2;$$

$$n_2 = (n_M + n_N) / 2.$$

4. Определяем значение эффективной мощности в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя, последовательно подставляя в формулу (2) или (3) (в зависимости от типа двигателя) значения  $n_{xx}, n_1, n_M, n_2, n_N$ ;

5. Аналогично поступаем при расчете эффективного крутящего момента по формуле (5).

6. Результаты расчетов заносим в таблицу (см. таблицу 1);

7. Используя результаты расчетов, строим внешнюю скоростную характеристику двигателя (см. рисунок 1).

## Практическое занятие 2. Определение ведущего момента и силы тяги

**Ведущий (вращающий) момент** создаётся на ведущих колёсах автомобиля в результате передачи энергии на колёса от двигателя. В механической трансмиссии его определяют по формуле

$$M_{вед} = M_e \cdot i_{тр} \cdot \eta_m, \quad (6)$$

где  $M_e$  – крутящий момент на валу двигателя;

$i_{тр}$  – передаточное число трансмиссии;

$\eta_m$  – коэффициент полезного действия механической трансмиссии (таблица 2).

Одна из характеристик зубчатой передачи – **передаточное число**, равное отношению числа зубьев  $z_2$  ведомого зубчатого колеса к числу зубьев  $z_1$  ведущего зубчатого колеса

$$i = z_2 / z_1.$$

Передаточное число всей трансмиссии (механической) равно произведению передаточных чисел всех механизмов

$$i_{тр} = i_{к.п.} \cdot i_{р.к.} \cdot i_{г.п.} \cdot i_{кон},$$

где  $i_{к.п.}$ ,  $i_{р.к.}$ ,  $i_{г.п.}$ ,  $i_{кон}$  – передаточные числа соответственно коробки передач, раздаточной коробки, главной передачи и бортового редуктора (если он предусмотрен в конструкции).

**Коэффициент полезного действия** определяют как отношение мощности  $N_2$  на выходе из механизма к мощности  $N_1$  на входе в механизм:

$$\eta_m = N_2 / N_1.$$

К.п.д. механической трансмиссии оценивает потери энергии от трения в зацеплении зубчатых колёс, в подшипниках и сальниках, а также от разбрызгивания масла в корпусах механизмов. Его значение зависит от типа и числа пар зубчатых колёс, находящихся в зацеплении, типа и конструкции подшипниковых опор и сальниковых уплотнений, сорта,

количества и температуры трансмиссионного масла, частоты вращения валов.

Таблица 2-Механический КПД трансмиссии

Автомобили	$\eta_{mp}$
Гоночные и спортивные	0,90.....0,95
Легковые	0,88.....0,92
Грузовые и автобусы	0,80.....0,90
Высокой проходимости	0,78.....0,85

При контакте ведущих колёс с дорогой ведущий момент реализуется в **касательную силу тяги  $P_m$** , представляющую собой продольную реакцию опорной поверхности, направленную в сторону движения автомобиля и вызывающую его движение. Касательная сила тяги

$$P_m = M_{вр} \cdot i_{mp} \cdot \eta_m / r_k \quad (7)$$

где  $r_k$  - радиус качения колеса (кинематический).

В нормальных условиях эксплуатации на дорогах с твердым покрытием пробуксовка и скольжение колес сравнительно невелики, и радиусы колеса статический, динамический и кинематический практически мало отличаются друг от друга. Поэтому для расчетов, не требующих большой точности, берут некоторые средние величины радиуса колеса, который называют **рабочим** или просто **радиусом колеса**. Этот радиус, обозначенный через  $r_k$ , вычисляют по формуле

$$r_k = \lambda r_0, \quad (8)$$

где  $\lambda$  - коэффициент деформации шины (таблица 3);

$r_0$  - свободный радиус

Таблица 3-Коэффициенты деформации шин

Тип шины	Коэффициент деформации шины $\lambda$
Шины низкого давления (до 0,5 мПа)	0,930 ... 0,935
Шины высокого давления (свыше 0,5 мПа)	0,945 ... 0,950
Полумассивные шины	0,960 ... 0,980

$$r_0 = 0,5d_0 + H_{ш}, \quad (9)$$

где  $d_0$  – посадочный диаметр шины на диск;  
 $H_{ш}$  – высота профиля шины.

Шины обычного профиля грузовых автомобилей имеют маркировку  $B \times d_0$  (ширина  $\times$  посадочный диаметр).

Обозначение *радиальных* шин легковых автомобилей:

$$B/70 \times d_0$$

где  $B$  - ширина шины в мм;

$d_0$  - посадочный диаметр шины на диск, в дюймах;

70 - номер серии.

Высота профиля шины с использованием маркировки шины определяется:

- для шины обычного профиля грузовых автомобилей  $H_{ш} = B$ ;

- для радиальных шин легковых автомобилей  $H_{ш} = B \times \text{номер серии} / 100$ .

В маркировке шины вместо знака " $\times$ " может быть введен индекс скорости (буквенное обозначение максимальной скорости движения):  $P$  - при 150км/ч;  $Q$  - 160км/ч;  $R$  - 170км/ч.

**Задача 2.** Рассчитать максимальные ведущий (вращающий) момент и силу тяги на ведущих колесах автомобиля для всех передач переднего хода (по заданию в соответствии с вариантом), для чего предварительно необходимо определить радиус колеса.

### Последовательность выполнения задания

1. По технической характеристике автомобиля принимаем следующие показатели:

- передаточные числа коробки передач на передачах переднего хода  $i_{к.п.}$ ;

- передаточное число главной передачи  $i_{г.п.}$ ;

- маркировка шины.

2 Примите коэффициент полезного действия механической трансмиссии  $\eta_m$  по таблице 2.

3 Определяем ведущий (*вращающий*) момент на ведущих колёсах автомобиля для всех передач переднего хода

$$M_{вед} = M_e \cdot i_{к.п} \cdot i_{г.п} \cdot \eta_m, \text{ Н} \times \text{м}$$

где  $M_e$  - максимальный крутящий момент на коленчатом валу двигателя

4 По маркировке шины определяем радиус колеса. Этот радиус, обозначенный через  $r_k$ , вычисляют по формуле

$$r_k = \lambda r_0,$$

где  $\lambda$  - коэффициент деформации шины (таблица 3);

$r_0$  - свободный радиус

Свободный радиус определяют по формуле

$$r_0 = 0,5d_0 + H_{ш},$$

где  $d_0$  – посадочный диаметр шины на диск;

$H_{ш}$  – высота профиля шины.

Обозначение *радиальных* шин легковых автомобилей:

$$B/70 \times d_0$$

где  $B$  - ширина шины в мм;

$d_0$  - посадочный диаметр шины на диск, в дюймах;

70 - номер серии.

Высота профиля шины с использованием маркировки шины определяется:

- для радиальных шин легковых автомобилей  $H_{ш} = B \times \text{номер серии} / 100$ .

5 Касательную силу тяги определяют по формуле

$$P_m = M_{вр} \cdot i_{к.п} \cdot i_{г.п} \cdot \eta_m / r_{к}$$

### Практическое занятие 3.

#### Силы, действующие на автомобиль в процессе движения.

#### Тяговый баланс

Дифференциальное уравнение движения автомобиля является его тяговым балансом, связывающим силы движущие с силами сопротивлений.

$$P_k = P_f + P_\alpha + P_\omega + P_j, \quad (10)$$

где  $P_f$  – сила сопротивления качению автомобиля;

$P_\alpha$  – сила сопротивления подъему;

$P_\omega$  – сила сопротивления воздушной среды;

$P_j$  – сила инерции.

Сила сопротивления качению автомобиля по горизонтальной дороге

$$P_f = G_a \cdot f, \quad (11)$$

а при движении на подъем

$$P_f = G_a \cdot f \cdot \cos\alpha, \quad (12)$$

где  $G_a$  – сила тяжести автомобиля (полная);

$f$  – коэффициент сопротивления качению (таблица 4);

$\alpha$  – угол продольного уклона дороги.

Таблица 4 – Коэффициент сопротивления качению для различных дорог

Тип опорной поверхности	Состояние опорной поверхности	$f$
Асфальтобетон	Хорошее	0,012-0,018
Булыжник	Хорошее	0,025-0,030
Грунтовая дорога	Сухая укатанная	0,025-0,035
	После дождя	0,050-0,150
Песок	Сухой	0,150-0,300
	Сырой	0,060-0,150
Снег	Укатанный	0,030-0,050
	Целина	0,180-0,250
Лёд	-	0,015-0,030

Уклон дороги дополнительно вызывает силу сопротивления подъему

$$P_{\alpha} = G_a \cdot \sin\alpha. \quad (13)$$

Сумма сил  $P_f$  и  $P_{\alpha}$  определяет *сопротивление дороги*

$$P_{\psi} = P_f + P_{\alpha} = G_a (f \cos\alpha + \sin\alpha). \quad (14)$$

Величину  $f \cos\alpha + \sin\alpha = \psi$  называют *коэффициентом сопротивления дороги*, т.е.

$$P_{\psi} = G_a \cdot \psi. \quad (14)$$

При движении автомобиль воспринимает давление воздушного потока в виде силы  $P_{\omega}$ . С целью упрощения расчетов силу сопротивления воздуха  $P_{\omega}$  определяют с помощью эмпирической зависимости

$$P_{\omega} = K_{\omega} \cdot F \cdot V_a^2, \quad (15)$$

где  $K_{\omega}$  - коэффициент обтекаемости автомобиля, зависящий от формы и качества отделки поверхности,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ ;

$F$  - лобовая площадь автомобиля,  $\text{м}^2$ .

Лобовая площадь автомобиля определяется с помощью следующих приближенных зависимостей:

- для грузовых автомобилей и автобусов

наибольшая (габаритная) высота и ширина автомобиля

$$F = B \cdot H_a, \quad (16)$$

- для легковых автомобилей

$$F = 0,78 B_a \cdot H_a, \quad (17)$$

где  $B$  - колея автомобиля;

$B_a, H_a$  - наибольшая (габаритная) ширина и высота автомобиля.

Средние значения коэффициента обтекаемости составляют для легковых автомобилей 0,20...0,35, для грузовых 0,60...0,70, для автобусов 0,24...0,40  $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ .



При разгоне автомобиля сила инерции складывается из двух составляющих – силы инерции поступательно движущихся масс и вращающихся масс. Сила инерции поступательно движущихся масс приложена в центре тяжести автомобиля и направлена противоположно ускорению.

Сила инерции вращающихся масс определяется моментом инерции ( $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ) и угловым ускорением ( $\text{рад}/\text{с}^2$ ) вращающихся деталей при разгоне автомобиля (маховика, колес, шестерен коробки передач и др.). Расчет инерционных моментов этих деталей является довольно сложным. Поэтому для упрощения расчета принимают, что сила инерции вращающихся масс пропорциональна силе инерции поступательно движущихся масс, а коэффициент пропорциональности называют коэффициентом учета вращающихся масс  $\delta$ .

Тогда сила инерции при разгоне автомобиля может быть определена с помощью зависимости

$$P_j = \delta \cdot G_d/g \cdot j, \quad (18)$$

где  $j$  – ускорение автомобиля.

**Задача 3.** Определить сопротивления, действующие на автомобиль, движущийся с установившейся скоростью по горизонтальной дороге с сухим асфальтобетонным покрытием хорошего качества. На сколько изменится величина общего сопротивления движению на участке с продольным уклоном? Как отразится на сопротивлении движению наличие на дороге слоя укатанного снега? Исходные данные принять по таблице 5 в соответствии с вариантом.

Таблица 5 – Исходные данные к задаче 3

Вариант	Продольный уклон, град.	Полная масса автомобиля, кг
1	2	3
1-4	3	Принять по технической характеристике автомобиля
5-8	4	
9-12	5	
13-16	6	
17-20	8	
21-24	7	
25-28	9	

## Последовательность выполнения задания

1. По технической характеристике автомобиля принимаем следующие показатели:

- полная масса автомобиля;
- наибольшая (габаритная) ширина и высота автомобиля;
- коэффициент обтекаемости автомобиля

2. Определяем силу сопротивления качению автомобиля по горизонтальной дороге с асфальтобетонным покрытием хорошего качества по формуле (11)

3. Определяем силу сопротивления качению автомобиля по горизонтальной дороге со слоем укатанного снега по формуле (11)

4. Определяем силу сопротивления качению автомобиля по асфальтобетонной дороге с продольным уклоном по формуле (12)

5. Определяем силу сопротивления, возникающую при преодолении подъема по формуле (13)

6. Определяем силу сопротивления воздушной среды по формуле (15) при следующих значениях скорости: 60, 70, 80, 90, 100 км/час

7. Определяем суммарное сопротивление движению по горизонтальному участку дороги

8. Определяем суммарное сопротивление движению по участку дороги с продольным уклоном

9. Определяем суммарное сопротивление движению по горизонтальному участку дороги со слоем укатанного снега

10. Построить графики зависимостей суммарного сопротивления движению для всех типов дорожных условий от скорости автомобиля

Практическое занятие 4.  
**Установление нагрузочного режима при расчете  
трансмиссии на статическую прочность**

Из всего разнообразия нагрузок следует выбрать расчётные, которые в значительной степени характеризуют статическую прочность деталей. При проведении анализа нагрузочных режимов необходимо рассмотреть три расчётных режима.

**Первый расчётный режим** – по максимальному моменту двигателя, когда

$$M_p = M_{e \max} \cdot \sum i \dots \dots \dots (19)$$

где  $M_p$  – расчётный момент на валу трансмиссии.

$M_{e \max}$  – максимальный момент двигателя.

$\sum i$  - суммарное передаточное число до рассчитываемой детали.

Расчёт трансмиссии по первому расчётному режиму даёт условные величины напряжений. Эти напряжения меньше напряжений, возникающих при пиковых нагрузках, но превышают напряжения, наблюдаемые при эксплуатационных нагрузках. Такой расчёт может быть использован для сравнительных поверочных расчётов.

Коэффициент запаса прочности в указанном режиме следует принимать  $n_e = 2,0 \dots 3,0$ .

**Второй расчётный режим** – по максимальному сцеплению ведущих колёс с дорогой.

При расчёте раздаточных коробок, карданных валов и ведущих мостов многоприводных автомобилей определение моментов по двигателю является трудоёмкой операцией, что обусловлено значительной разницей в жесткостях приводов к ведущим колёсам от раздаточной коробки. Момент полуоси ведущего моста

$$M_p = 0,5 \cdot R_{zi} \cdot \varphi_{\max} \cdot r_d \dots \dots \dots (20)$$

где  $R_{zi}$  – нормальная реакция дороги на колёса соответствующих мостов;

$\varphi_{\max}$  – максимальный коэффициент сцепления шины с дорогой ( $\varphi_{\max} = 0,8$ );

$r_d$  – динамический радиус колеса.

Коэффициент запаса прочности в указанном режиме  $n_e=2,0...3,0$ .

Такой расчётный режим целесообразно применять и для автомобилей с высокой удельной мощностью, когда расчётная сила тяги  $R_k$  выше, чем сила тяги по сцеплению на низших передачах.

**Третий расчётный режим** – по максимальным динамическим нагрузкам, наблюдающимся при переходных режимах движения автомобиля. Расчётный момент

$$M_p = K_d \cdot M_{e_{\max}} \cdot \sum i, \dots \dots \dots (21)$$

где  $K_d$  – коэффициент динамичности, равный отношению максимально возможного момента на первичном (ведущем) валу к максимальному моменту двигателя.

Большое влияние на величину динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля с фрикционным сцеплением оказывает темп включения при трогании с места и разгоне, при резком торможении трансмиссионным тормозом. Снижение динамических нагрузок при установке гидротрансформатора или гидромуфты в трансмиссии обусловлено отсутствием жесткой связи между двигателем и трансмиссией. Коэффициент динамичности в этом случае может быть принят равным единице.

Применение в трансмиссии упругих муфт обуславливает некоторое снижение динамических нагрузок. Для вновь проектируемых автомобилей составление эквивалентной динамической системы и аналитическое определение коэффициента динамичности трудоёмко. В этом случае коэффициент динамичности определяют по результатам испытаний существующих моделей автомобилей. Значения коэффициента динамичности для легковых и грузовых автомобилей и автомобилей высокой проходимости соответственно равны 1,5...2,0; 2,0...2,5; 2,5...3,0. Коэффициент запаса прочности  $n_e=1,25...1,5$ .

**Задача 4.** Определить расчётный момент на валу трансмиссии для моделей автомобилей, в соответствии с вариантом, для всех расчётных случаев и передач переднего хода:

- с 1 по 10 варианты – на вторичном валу коробки передач;
- с 11 по 20 варианты – на ведомом валу главной передачи;

-с 21 по 30 варианты - на валах привода ведущих управляемых колес (на полуосях ведущих колес).

### **Последовательность выполнения задания**

1. По технической характеристике автомобиля принимаем следующие показатели:

- максимальный крутящий момент на коленчатом валу двигателя;
- передаточные числа коробки передач и главной передачи;
- нагрузка, приходящаяся на ведущий мост (нормальная реакция дороги на колёса ведущего моста);

2. В соответствии с вариантом задания определить расчетный момент на валу трансмиссии для всех расчетных случаев и передач переднего хода по формулам (19), (20), (21.)

Практическое занятие 5.  
**Определение момента трения сцепления и диаметра  
ведомого диска сцепления**

**Конструкция сцепления.** С маховиком 3 жестко соединен кожух 1, связанный шарнирами 5 с нажимным диском 2 (рисунок 2). Шарниры позволяют нажимному диску перемещаться в осевом направлении и воспринимать крутящий момент от кожуха. Между нажимным диском и маховиком установлен ведомый диск 4. Нажимной и ведомый диски прижимаются к маховику нажимными пружинами 6, и в результате сил трения крутящий момент от маховика передается ведомому диску, установленному на шлицах ведущего вала 7 коробки передач. В этом случае сцепление «включено» и крутящий момент от ведущего вала передается к агрегатам трансмиссии.

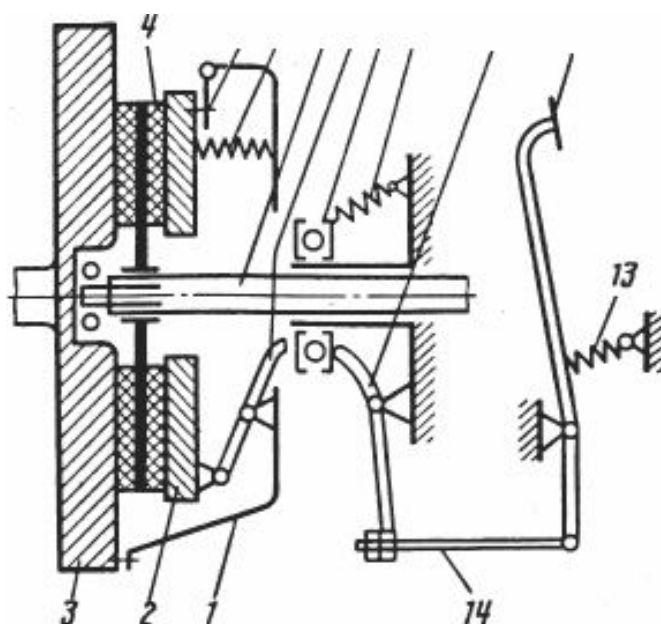


Рисунок 2 - Схема фрикционного сцепления:

1 - кожух сцепления; 2 - нажимной диск; 3 - маховик; 4 - ведомый диск; 6 - нажимные пружины; 7 - ведущий вал; 8 - рычаг; 9 - выжимной подшипник; 10 - оттяжная пружина; 11 - вилка; 12 - педаль; 13 - оттяжная пружина; 14 - тяга

Если нажать на педаль 12, то она через тягу 14 повернет вилку 11 выключения сцепления, которая переместит выжимной подшипник 9, установленный на муфте. Перемещаясь, выжимной подшипник нажимает на внутренние концы рычагов 8, при этом их

внешние концы отводят нажимной диск вправо, сжимая пружины б, расположенные между нажимным диском и кожухом. Ведомый диск освобождается, и крутящий момент на ведущий вал коробки передач не передается. В этом случае сцепление выключено. Если педаль 12 отпустить, то она, а вместе с ней и выжимной подшипник 9 под действием оттяжных пружин (соответственно 13 и 10) возвращаются в исходное положение, а нажимные пружины прижимают нажимной и ведомый диски к маховику. Сцепление снова включено.

Детали, воспринимающие крутящий момент от маховика, относятся к **ведущим частям** сцепления, а детали, передающие момент на ведущий вал коробки передач, к **ведомым**.

По числу ведомых дисков фрикционные сцепления делятся на **одно – и двухдисковые**. К однодисковым сцеплениям относятся также фрикционные сцепления с одной мембранной пружиной, при помощи которой при включении сцепления осуществляется прижатие ведомого и нажимного диска к маховику. Однодисковые сцепления могут быть с **периферийным расположением пружин и с одной мембранной пружиной**.

Габаритные размеры сцеплений выбирают из обеспечения условий полной передачи через сцепление максимального момента двигателя  $Me_{max}$ . Основным параметром фрикционного сцепления является наружный диаметр ведомого диска.

В качестве расчетного момента сцепления принимается

$$M_c = \beta \cdot Me_{max} \dots \dots \dots (22)$$

где  $\beta$  – коэффициент запаса сцепления; для легковых автомобилей  $\beta = 1,3 \dots 1,75$ ; для грузовых автомобилей  $\beta = 1,6 \dots 2,0$ .

При выборе коэффициента запаса сцепления необходимо учитывать, что с увеличением  $\beta$  соответственно увеличивается сила на педали, потребная для выключения сцепления.

Момент, который передается через сцепление, наблюдается при взаимодействии ведомого диска с фрикционной накладкой (рисунок 3). Элементарная сила трения, действующая на накладку

$$dF = \mu \times p_0 \times dS = \mu \times p_0 \times \rho \times d\rho \times d\alpha, \dots \dots \dots (23)$$

а элементарный момент

$$dM = \mu \times p_0 \times \rho^2 \times d\rho \times d\alpha; \dots\dots\dots(24)$$

где  $\mu$  - коэффициент трения;

$p_0$  - давление между поверхностями трения.

Момент трения всей накладки

$$M = \mu \cdot p_0 \int_r^R \int_0^{2\pi} \rho^2 \cdot dS d\alpha = 2\pi\mu p_0 \cdot \frac{(R^3 - r^3)}{3} \dots\dots\dots(25)$$

При силе  $P_\Sigma$ , действующей на ведомый диск, давление

$$p_0 = \left[ \frac{P_\Sigma}{\pi(R^2 - r^2)} \right] \dots\dots\dots(26)$$

Для сцепления, имеющего  $i$  пар трения, момент трения сцепления

$$M_c = P_\Sigma \mu \cdot i \cdot \left( \frac{2}{3} \right) \frac{(R^3 - r^3)}{(R^2 - r^2)} \dots\dots\dots(27)$$

Значение  $R_c = \frac{2}{3} \frac{(R^3 - r^3)}{(R^2 - r^2)}$  представляет собой средний радиус

приложения результирующей касательной силы трения. Средний радиус с достаточной степенью точности может быть определен также по приближенной формуле

$$R_c = 0,5 (R+r)$$

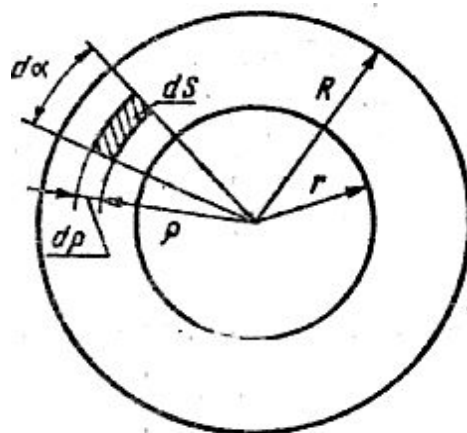


Рисунок 3 - Схема для определения среднего размера ведомого диска сцепления



Одним из факторов, определяющих габаритные размеры сцепления и износостойкость фрикционных колец, является давление на их поверхность.

Определим диаметр ведомого диска, выразив нажимное усилие в формуле (для определения  $M_c$ ) через давление. Тогда

$$M_c = \pi(R^2 - r^2) \cdot p_0 \mu \frac{2}{3} \frac{(R^3 - r^3)}{(R^2 - r^2)} \cdot i = \beta M_{c_{\max}} \dots \dots \dots (28)$$

Внутренний радиус фрикционного кольца  $r$  в зависимости от наружного радиуса  $R$  лежит в пределах  $r = (0,55 \dots 0,65) R$ .

Заменяв значение радиуса  $r$  через радиус  $R$  ( $r = 0,6R$ ), получим формулу диаметра ведомого диска

$$D = 2R = 2,53 \sqrt{\frac{\beta M_{c_{\max}}}{\pi p_0 \mu \cdot i}} \dots \dots \dots (29)$$

В существующих конструкциях сцеплений принимается  $p_0 = 0,15 \dots 0,25$  мПа; причем меньшее значение имеют сцепления, предназначенные для автомобилей, работающих в тяжелых дорожных условиях. Величину наружного радиуса фрикционного кольца поверхности определяют по окружной скорости при максимальной частоте вращения коленчатого вала. Для нажимных дисков, изготовляемых из чугуна марок СЧ18 и СЧ25, окружная скорость, ограниченная прочностью под действием центробежных сил, не должна превышать 65...70м/с.

В соответствии с ГОСТ1786-80 наружные диаметры фрикционных колец для сцеплений автомобиля лежат в пределах 180...420мм (см. таблицу 6). Расчетный коэффициент трения при проектировании сцеплений  $\mu = 0,30$ . Его значение зависит от материала поверхностей трения, их состояния и обработки, относительной скорости скольжения дисков, давления и температуры.

С увеличением коэффициента запаса сцепления повышается момент трения сцепления, уменьшается работа буксования. С другой стороны увеличение  $\beta$  приводит к возрастанию динамических нагрузок в трансмиссии и увеличению усилия, необходимого для управления сцеплением.

Таблица 6 – Параметры фрикционных накладок ведомых дисков

Марка автомобиля	Наружный диаметр $D$ , мм	Внутренний диаметр $d$ , мм	Число нажимных пружин
ВАЗ-2108	190	130	1-д
ВАЗ-2106	200	130	1-д
АЗЛК-2141	203	145	1-д
ГАЗ-3102	225	150	9x2
УАЗ	254	150	9
ГАЗ-3307	300	164	12
ЗИЛ-31410	342	186	16
КамАЗ-5320	350	200	20

На основании ГОСТ1786-80 коэффициент запаса сцеплений с ткаными фрикционными накладками для автомобилей транспортного типа принимается равным 1,8, а со спиральновитыми 1,25...1,34. Сила сжатия фрикционных дисков сцепления

$$P_{\Sigma} = \frac{\beta T_{e \max}}{(R_c \mu \cdot i)} \dots \dots \dots (30)$$

Для фрикционных сцеплений с периферийным расположением пружин

$$P_{\Sigma} = P_n n_n,$$

где  $P_n$  – рабочее усилие одной пружины;

$n_n$  - число пружин (должно быть кратным числу рычажков выключения сцепления;  $n_n = 6 \dots 24$ ).

При центральном расположении пружины и наличии нажимных рычагов

$$P_{\Sigma} = P_n i_p,$$

где  $i_p$  - передаточное число нажимных рычагов.

**Задача 5.** Определить момент трения сцепления и диаметр ведомого диска сцепления для моделей автомобилей, в соответствии с вариантом.

## Последовательность выполнения задания

1. По технической характеристике автомобиля принимаем максимальный крутящий момент на коленчатом валу двигателя
- 2 . Определяем расчетный момент сцепления по формуле (22), предварительно задавшись коэффициентом запаса сцепления
3. Определяем диаметр ведомого диска сцепления по формуле (29). При этом расчетный коэффициент трения принимаем  $\mu = 0,30$ , а давление между поверхностями трения  $0,15 \dots 0,25$  мПа

Практическое занятие 6.  
**Определение работы буксования и температуры нагрева  
 ведущих дисков сцепления**

Сцепление представляет собой теплообъемное устройство, преобразующее в теплоту часть мощности при его включении. Полученная теплота вызывает повышение температуры поверхностей трения, которое оказывает влияние на коэффициент трения и скорость изнашивания. Нагрев деталей, а значит, и износостойкость фрикционных элементов обусловлены не только работой буксования, но и значением массы тех деталей, которые воспринимают выделенную теплоту.

Работа буксования

$$L = \frac{\pi \cdot n_0^2}{180} \cdot \frac{J_a}{\left[ \left(1 - \frac{T_a}{M_c}\right) - \left(\frac{1}{\beta} - 1\right) \cdot \frac{J_a}{J_e} \right]}, \dots\dots\dots(31)$$

где  $n_0$  – частота вращения коленчатого вала двигателя;

$M_c$  – момент трения сцепления;

$J_a$  – приведенный момент инерции поступательно движущейся массы автомобиля и прицепа;

$J_e$  – момент инерции вращающихся масс двигателя и ведущих деталей сцепления (0,12 – 0,18 кг·м<sup>2</sup>);

$T_a$  – приведенный момент сопротивления дороги.

Приведенный момент сопротивления дороги определяется по формуле

$$T_a = (m_a + m_{np}) \cdot r_k \psi / (g u_m \eta_m), \dots\dots\dots(32)$$

где  $m_a$  – масса автомобиля;

$m_{np}$  – масса прицепа;

$r_k$  – радиус колеса;

$\psi$  – коэффициент сопротивления движению;  $\psi = 0,10$

$i_{mp}$  – передаточное число трансмиссии;

$\eta_m$  – к.п.д. трансмиссии

Приведенный момент инерции поступательно движущейся массы автомобиля и прицепа

$$J_a = (m_a + m_{np}) \cdot (r_k^2 / i_{mp}^2) \dots\dots\dots(33)$$

Как видно из уравнения, работа буксования резко возрастает, если трогание начинается при высоких значениях  $n_0$  двигателя и на высоких передачах коробки передач. Известно, что момент инерции  $J_a$  зависит от квадрата передаточного числа  $i_{mp}$  и пропорционален массам автомобиля и прицепа. Поэтому при эксплуатации автомобиля с прицепом условия работы сцепления значительно ухудшаются. Кроме того, при движении автомобиля с прицепом частота выключения и включения сцепления увеличиваются, что приводит к повышенным износам фрикционных накладок. Работа буксования, подсчитанная по приведенному уравнению, является минимально возможной, не зависящей от плавности включения, и пригодна для сопоставления работы сцеплений различных марок автомобилей. Оценку износостойкости сцепления можно проводить по величине удельной работы буксования  $q$ , т.е. по работе буксования, отнесенной к площади трения ведомых дисков

$$q = \frac{L}{F_{\Sigma}} \dots \dots \dots (34)$$

Удельная работа буксования определяется при трогании автомобиля с места на первой передаче при  $\psi = 0,1$ . В этом случае допустимое значение  $q$  для однодисковых сцеплений составляет 196...245 Дж/см<sup>2</sup>, а для двухдисковых 147...167 Дж/см<sup>2</sup>.

При определении теплового режима сцепления рассчитывают температуру ведущих дисков. Маховик имеет значительно большую массу, чем нажимные диски, температура нагрева его сравнительно невелика. При расчете условно принимаем, что не происходит теплоотдачи в окружающую среду. Тогда уравнение теплового баланса

$$\gamma \times L = m_d \times C \times \tau \dots \dots \dots (35)$$

где  $m_d$  – масса нагреваемых деталей сцепления;

$\gamma$  – доля теплоты, приходящаяся на рассчитываемую деталь (для однодискового сцепления  $\gamma = 0,5$ );

$\tau$  – перепад температур;

$C$  – теплоемкость чугуна диска;  $C = 482 \text{ Дж/кг} \cdot ^\circ\text{C}$

Следовательно

$$\tau = \gamma \times L / m_d \times C \dots \dots \dots (36)$$

Допустимый перепад температур за одно включение для одиночного автомобиля не должен превышать  $10^{\circ}\text{C}$ , а для автомобиля с прицепом  $20^{\circ}\text{C}$ . Снижение перепада температур возможно при увеличении массы ведущих дисков и создании необходимой циркуляции воздуха во внутренней полости корпуса сцепления. Полученная расчетная температура является условной (определение ее проведено при одном трогании автомобиля) и используется при сравнении конструкций сцеплений различных типов. В действительности процесс нагрева дисков значительно сложнее.

**Задача 6.** Определить работу буксования и температуру нагрева нажимного диска сцепления для моделей автомобилей, в соответствии с вариантом

### **Последовательность выполнения задания**

1. Определяем приведенный момент сопротивления дороги по формуле (32)
2. Определяем приведенный момент инерции поступательно движущейся массы автомобиля и прицепа по формуле (33)
3. Определяем работу буксования дисков сцепления по формуле (31)
4. Рассчитываем перепад температур нажимного диска сцепления за одно включение по формуле (36)
5. Сравниваем перепад температур нажимного диска сцепления за одно включение с допустимым перепадом температур и делаем выводы о работе сцепления

## Практическое занятие 7.

### Принцип подбора передаточных чисел коробок передач

Проектный расчёт коробки передач производят в следующем порядке:

- задаются числом передач переднего хода;
- распределяют общее передаточное число трансмиссии, определённое при тяговом расчёте, между отдельными механизмами;
- определяют передаточные числа коробки передач на различных передачах.

Максимальная скорость движения автомобиля

$$V_{\max} = \frac{\pi n_N \cdot r_k}{30 i_k \cdot i_0}, \quad (37)$$

Откуда

$$\pi n_N \cdot r_k = 30 V_{a \max} i_0$$

При  $i_k = 1$ , передаточное число главной передачи будет

$$i_0 = \frac{\pi n_N \cdot r_k}{30 V_{a \max}}. \quad (38)$$

При проведении тягового расчёта автомобиля диапазон передаточных чисел в коробке передач определяют в основном из условия обеспечения наибольшей максимальной скорости автомобиля  $V_{\max}$ , с одной стороны, и возможности его движения на предельном подъёме на первой передаче – с другой. Эти условия движения автомобиля определены техническим заданием на проектирование.

Для легковых автомобилей диапазон передаточных чисел четырёхступенчатых коробок передач составляет обычно 3,4...4,0; пятиступенчатых – 3,5...4,5. Для грузовых автомобилей и автобусов он соответствует 5...25.

**Передаточное число на первой передаче** определяют из условия преодоления заданного наибольшего подъёма

(максимального сопротивления дороги, определяемое коэффициентом суммарного сопротивления  $\psi_{max}$ ; обычно в расчетах принимают  $\psi_{l,max} = 0,35...0,40$ ). Для этого на первой передаче КП к ведущим колесам автомобиля необходимо подвести тяговую силу, равную указанному максимальному сопротивлению дороги или превышающую его. Величина тяговой силы определяется, в свою очередь, максимальным крутящим моментом двигателя  $M_{max}$ . При этом сопротивление воздуха из-за малой скорости движения обычно не учитывают  $P_w = 0$ .

Уравнение, отражающее баланс сил для этих условий, имеет вид:

$$\frac{M_{e\max} \cdot i_1 \cdot i_0}{r_k} \cdot \eta_m \geq G_a \cdot \Psi_{\max}$$

Откуда

$$i_1 \geq \frac{G_a \Psi_{\max} \cdot r_k}{M_{\max} \cdot i_0 \cdot \eta_m} \quad (39)$$

Очевидно, автомобиль с передаточным числом первой передачи КП  $i_1$ , полученным расчетом, может преодолеть заданное дорожное сопротивление (главным образом подъем), если сцепление колес с дорогой будет достаточным. Если сцепление будет ниже некоторого предела, то касательная сила на ведущих колесах автомобиля окажется нереализованной из-за буксования. Чтобы этого не произошло, сила сцепления должна быть больше или равна касательной силе тяги  $P_k$ , то есть:

$$P_{k\max} \leq R_z \cdot \varphi ,$$

где  $R_z$  - нормальная реакция дороги,

$\varphi$  - коэффициент сцепления шин ведущих колёс с дорогой.

Подставив значение  $P_{k\max}$ , получим

$$i_1 \leq \frac{R_z \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot \eta_m} \quad (40)$$



Коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой  $\varphi$  обычно принимают в пределах 0,5...0,6.

После определения передаточного числа КП на первой и высшей передачах необходимо выбрать число ступеней и наиболее рациональное соотношение между ними на смежных передачах (структурный ряд передаточных чисел). При этом подразумевается, что высшая прямая передача имеет передаточное число, равное единице, а высшая повышающая передача – 0,65...0,8.

Число передач выбирают из условия обеспечения интенсивного разгона автомобиля и наиболее полного использования мощности двигателя. Существуют оптимальные значения соотношений между ступенями на смежных передачах КП. Так, для наиболее распространенных 4-6-ступенчатых коробок передач они составляют 1,4...1,8.

Чтобы при разгоне двигатель работал в режиме, близком к максимальной мощности, необходимо предусмотреть переключение передач при таких значениях частоты вращения вала двигателя, диапазон между которыми соответствовал бы участку максимальной мощности на внешней скоростной характеристике ДВС.

Предположим, что разгон начинается с первой передачи при частоте вращения коленчатого вала двигателя  $n_1$ . Двигатель повышает обороты при разгоне до  $n_2$ . За это время скорость автомобиля также увеличивается пропорционально отношению  $n_2/n_1$ . При переходе на вторую передачу число оборотов вала ДВС снижается до  $n_1$ , а достигнутая на первой передаче скорость автомобиля сохраняется такой же за счет изменения передаточного числа коробки передач с  $i_1$  на  $i_2$ . Далее начинается разгон на второй передаче и т.д.

Максимальная скорость, достигаемая автомобилем на первой передаче:

$$v_{1max} = (\pi n_2 r_k) / (30 i_0 i_1),$$

А минимальная скорость на второй передаче:

$$v_{2min} = (\pi n_1 r_k) / (30 i_0 i_2).$$

По условию переключения передач  $v_{1max} = v_{2min}$ , то есть:

$$(\pi n_2 r_k) / (30 i_0 i_1) = (\pi n_1 r_k) / (30 i_0 i_2).$$

Разделив на  $n_1$  и умножив на  $i_1$  обе части равенства, после соответствующих преобразований получим:

$$n_2 / n_1 = i_1 / i_2.$$

Следовательно, в общем виде для структурного ряда передаточных чисел коробки передач имеем:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4} = \dots = \frac{i_{n-1}}{i_n} = \text{const} = q_i.$$

Из полученного ряда одинаковых отношений видно, что передаточные числа коробки передач автомобиля представляют собой геометрическую прогрессию, каждый последующий член которой равен предыдущему, умноженному на постоянное число  $q_i$  – знаменатель прогрессии, то есть:

$$i_1 = i_2 q_i; \quad i_2 = i_3 q_i; \dots; \quad i_{n-1} = i_n q_i \quad (41)$$

или

$$i_1 = i_n q_i^{n-1}.$$

Откуда:

$$q_i = \sqrt[n]{i_1 / i_n}, \quad (42)$$

где  $n$  – число передач в коробке;

$i_n$  – передаточное число на высшей передаче.

Если  $i_n = 1$  (прямая передача), то:

$$q_i = \sqrt[n]{i_1}. \quad (43)$$

Известно, что основную часть эксплуатационного времени (80...90%) автомобиль работает на двух высших передачах. Чтобы работать с более полной нагрузкой двигателя на этих передачах, а

также с целью более интенсивного разгона при переходе с предпоследней на высшую передачу перепад передаточного числа между высшими передачами выполняют меньше расчетного.

Необходимый диапазон и число ступеней передаточных чисел коробки передач будут сохранены, если увеличить передаточное число между первой и второй передачами. Откорректированный таким образом ряд скоростей не сохраняет постоянным знаменатель геометрической прогрессии. На высших передачах его на 5...15% уменьшают, а на низших передачах на такую же величину увеличивают.

В современном автомобилестроении получили распространение пятиступенчатые коробки передач с ускоряющей (пятой) передачей, передаточное число которой меньше единицы. Включение ускоряющей передачи в хороших дорожных условиях несколько повышает максимальную скорость движения, а при сохранении заданной скорости движения уменьшает расход топлива и износ двигателя. Передаточное число ускоряющей передачи обычно не рассчитывается по приведенным выше формулам, а принимается в каждом конкретном случае индивидуально с учетом получения наилучших эксплуатационных показателей автомобиля.

**Задача 7.** Произвести подбор передаточных чисел коробки передач легкового автомобиля (в соответствии с индивидуальным заданием). Принять в качестве исходных данных следующие:

1. Число передач переднего хода механической коробки передач;
2. Полная масса автомобиля, кг;
3. Максимальный крутящий момент двигателя,  $N \times m$ ;
4. Маркировка шин (радиус колеса, м);
5. Максимальная скорость автомобиля, км/час;
6. Нагрузка на ведущий мост (распределение по осям),  $N$

Другие параметры, которые необходимы для расчета, принимать в соответствии с рекомендациями, изложенными в методических указаниях

## Последовательность выполнения задания

1. Принимают исходные данные, используя техническую характеристику автомобиля (в соответствии с вариантом), и результаты ранее выполненных расчетов (радиус колеса, м);

2. Принимаем передаточное число для высшей передачи. При этом подразумевается, что высшая *прямая* передача имеет передаточное число, равное единице, а *высшая повышающая* передача – 0,65...0,8.

3. Из формулы (38) определяем передаточное число главной передачи. У легковых автомобилей оно должно быть не более 5,0.

4. Передаточное число на первой передаче определяют по формуле (39) из условия преодоления заданного наибольшего подъема (максимального сопротивления дороги, определяемое коэффициентом суммарного сопротивления  $\psi_{max}$ ; обычно в расчетах принимают  $\psi_{1max} = 0,35...0,40$ ).

5. Передаточное число на первой передаче из условия сцепления колес с дорогой определяют по формуле (40).

Коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой обычно принимают в пределах  $\varphi = 0,5...0,6$ .

6. Принимают значение передаточного числа на первой передаче в интервале значений, полученных при расчете по формулам (39) и (40).

7. Определяем знаменатель геометрической прогрессии для передаточных чисел коробки передач по формуле (42)

8. Передаточные числа коробки передач для всех остальных ступеней определяют по формулам (41)

## Практическое занятие 8.

### Определение критической частоты вращения карданного вала

Конструкция карданного вала зависит от карданных шарниров, с которыми вал соединяется. Центральная часть вала может быть *сплошной* или *трубчатой*. Сплошные валы применяются только для привода шарниров равных угловых скоростей, где они выполняют функции полуосей. Трубчатые валы при меньшей массе способны передавать значительные крутящие моменты; они имеют большие критические частоты вращения по сравнению с частотами вращения сплошных валов, поэтому применяются в трансмиссиях большинства автомобилей.

Среднюю трубчатую часть обычно изготавливают из низкоуглеродистой холоднокатаной или горячекатаной ленты толщиной 1,6... 5,0мм.

Длина и поперечное сечение карданного вала определяется критической частотой вращения и передаваемым крутящим моментом. Вследствие неравномерности распределения массы материала по поверхности вала, а также статического прогиба от собственной массы вала при его вращении возникает центробежная сила, вызывающая изгибные колебания, которые при определенной частоте вращения могут попасть в резонанс с частотой собственных колебаний системы.

*Под критической частотой вращения карданного вала* понимают частоту вращения, при которой происходит потеря устойчивости вращающегося вала. Критическая частота вращения зависит от размеров, конструкции вала и его опор. Для определения критической частоты вращения рассмотрим вал, свободно лежащий на жестких шарнирных опорах (рисунок 4).

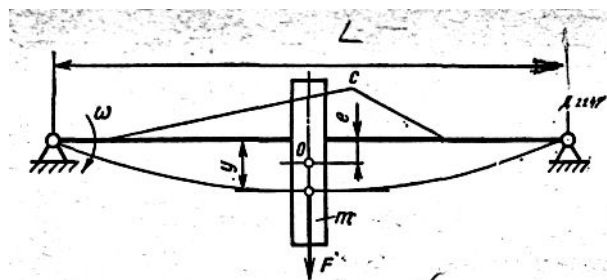


Рисунок 4 - Схема для определения критической частоты вращения карданного вала

Допустим, что масса вала  $m$  сосредоточена в точке  $O$ , имеющей эксцентриситет  $e$  относительно оси вращения. Центробежная сила

$$F = m\omega^2 (e + y), \quad (44)$$

где  $y$ - прогиб вала под действием центробежной силы  $F$ .

Центробежная сила уравновешивается силой упругости

$$P = c \cdot y, \quad (45)$$

где  $c$ - поперечная жесткость вала.

Для вала с равномерно распределённой массой и свободно лежащего на шарнирных опорах

$$C = \frac{384}{5} \cdot \frac{EJ}{L^3}, \quad (46)$$

где  $E$  – модуль упругости первого рода;  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа;

$J$  – момент инерции вала

$L$  – длина вала, м;

$$J = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}, \quad (47)$$

где  $D$  и  $d$ - наружный и внутренний диаметры сечения вала, м;

При  $F = P$  уравнение будет иметь вид  $m\omega^2 (e+y) = cy$

Откуда

$$y = \frac{m\omega^2 e}{c - m\omega^2}. \quad (48)$$

Считаем, что при критической угловой скорости вал разрушается, т.е.  $y \rightarrow \infty$

Тогда

$$c - m \cdot \omega_{кр}^2 = 0 \quad (49)$$

и

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (50)$$

Для трубчатого вала

$$m = 0,25 \cdot \pi (D^2 - d^2) \cdot L \cdot \gamma, \quad (51)$$

где  $\gamma$ - плотность материала.

После подстановки в уравнение (1) значений  $s$  и  $m$

$$\omega_{кр} = \frac{\pi n_{кр}}{30}. \quad (52)$$

Тогда для трубчатого вала

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2}, \text{ об/мин.} \quad (53)$$

Длина вала, свободно лежащего на опорах, соответствует расстоянию между центрами карданных шарниров.

Расчетная критическая частота вращения карданного вала обычно превосходит действительное значение вследствие податливости опор, неточной балансировки вала, наличия зазоров в шлицевых соединениях. Опыт эксплуатации показал, что для удовлетворительной работы карданной передачи необходимо вводить коэффициент запаса по критической частоте вращения

$$K = \frac{n_{кр}}{n_{max}} = 1,2 \dots 2,0, \quad (54)$$

где  $n_{max}$  - максимальная частота вращения карданного вала, соответствующая максимальной скорости движения автомобиля.

Минимальное значение коэффициента запаса можно допустить при осуществлении тщательной балансировки карданной передачи, высокой точности изготовления шлицевых соединений и минимальных зазорах в шарнирах. Карданный вал подвергается динамической балансировке. При наличии в передаче промежуточного и основного валов на критическое число оборотов проверяется только основной вал, как имеющий большую длину.

Карданный вал работает на кручение, растяжение, сжатие и изгиб (при поперечных колебаниях вала)

## Максимальные напряжения кручения

$$\tau_{кр} = M_{e\max} i_{км} i_{рк} k_g / W_{кр}, \quad (55)$$

где  $W_{кр}$  - момент сопротивления при кручении,  $\text{см}^3$ ; для тонкостенного кольца ( $S \leq D/10$ )

$$W_{кр} = \frac{\pi D^2 \cdot S}{2}, \quad (56)$$

где  $S$  – толщина стенки.

При коэффициенте динамичности  $k_g = 1$  напряжение кручения  $\tau_{кр} = 100 \dots 300$  МПа.

Угол закручивания карданного вала

$$\Theta = \frac{M_{e\max} i_{кт} i_{рк} L}{GJ_{кр}} \cdot \frac{180}{\pi}, \quad (57)$$

где  $G$  – модуль упругости при кручении;  $G = 85$  ГПа;

$J_{кр}$  - момент инерции сечения вала при кручении,

$$J_{кр} = \frac{\pi D^3 \cdot S}{4}, \text{ см}^4 (\text{м}^4) \quad (58)$$

Параметры валов (труб) карданных передач для расчета критической частоты вращения карданного вала приведены в таблице 7.

**Задача 8.** Произвести проверочный расчет трубчатого карданного вала в соответствии с вариантом (таблица 8), последовательно определив критическую частоту вращения карданного вала, максимальные напряжения кручения и угол закручивания карданного вала

Таблица 7 – Параметры труб карданных передач

Вариант задания	Внутренний диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Максимальный момент $M_{e\max}$ , Н×м	Длина основного карданного вала, мм
1	2	3	4	5
1	45	2,5	180	1250
2	66	2,0	175	1150



Продолжение таблицы 7

1	2	3	4	5
3	71	1,6	320	1350
4	71	1,8	360	1200
5	71	2,1	370	1450
6	71	3,0	380	1400
7	82	3,5	720	1520
8	94	4,04	820	1560
9	101	5,0	1520	1600
10	105	5,0	1600	1450
11	105	4,9	1450	1500
12	104	4,8	1400	1550
13	44	2,0	150	1050
14	47	2,6	155	1000
15	46	2,4	152	970
16	48	2,7	156	1020
17	49	2,7	159	1050
18	50	2,7	160	1100
19	51	2,8	165	1050
20	52	2,9	168	1090
21	53	2,9	170	1100
22	54	3,0	200	1150
23	55	2,7	210	1180
24	56	2,8	220	850
25	57	2,9	230	900
26	58	3,0	240	920

### Последовательность выполнения задания

1. Перепишите условие задачи 8. Примите исходные данные из таблицы 7 в соответствии с вариантом
2. Определяем расчетную критическую частоту вращения трубчатого карданного вала по формуле (53)
3. Производим проверку удовлетворительности работы карданного вала по коэффициенту запаса по критической частоте вращения (формула 54)
4. Определяем максимальные напряжения кручения карданного вала по формуле (55)
5. Определяем угол закручивания карданного вала по формуле (57)

## Практическое занятие 9.

### Расчет коэффициентов блокировки и полезного действия дифференциала

При повороте автомобиля его внутреннее ведущее колесо проходит меньший путь, чем наружное, поэтому, чтобы качение внутреннего колеса происходило без скольжения, оно должно вращаться медленнее, чем наружное. Это необходимо для того, чтобы исключить при повороте пробуксовывание колес, которое вызывает повышенное изнашивание шин, затрудняет управление автомобилем и увеличивает расход топлива. Для обеспечения различной частоты вращения ведущих колес их крепят не на одном валу, а на двух полуосях, связанных между собой мелкоколесным дифференциалом (рисунок 5), подводящим к полуосям крутящий момент от главной передачи.

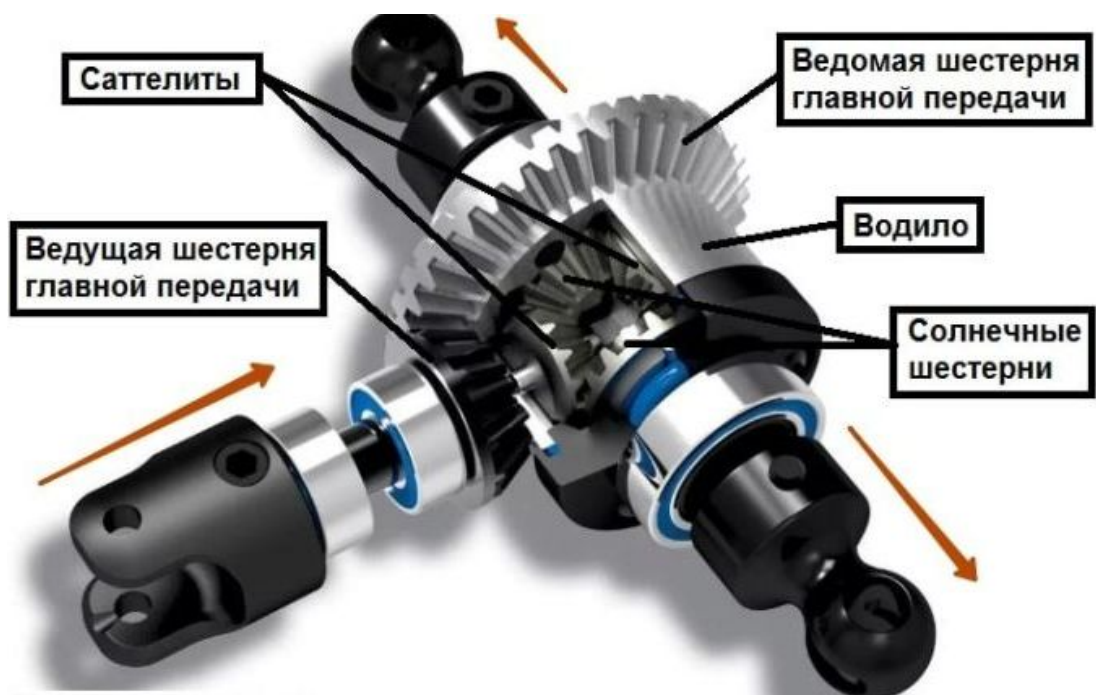


Рисунок 5 - Дифференциал

Таким образом, *дифференциал* служит для распределения крутящего момента между ведущими колесами и позволяет правому и левому колесам при поворотах автомобиля и при его движении на криволинейных участках дороги вращаться с различной частотой.

По конструкции различают дифференциалы *шестеренные* (с коническими и реже цилиндрическими шестернями) и *кулачковые*.

По месту установки дифференциала на автомобиле различают *межколесные, межосевые и межбортовые*.

*Межколесный* дифференциал устанавливается между правым и левым колесами одной оси автомобиля.

*Межосевой* дифференциал расположен между ведущими мостами автомобиля.

*Межбортовой* дифференциал устанавливается между ведущими колесами с правой и левой сторон автомобиля.

Различают блокируемые и самоблокирующиеся дифференциалы. Разновидность последних – дифференциалы с автоматической блокировкой.

Дифференциалы (межколесные и межосевые) могут быть *симметричными и несимметричными*.

*Симметричные межосевые дифференциалы* по конструкции аналогичны межколесным: они передают крутящие моменты передней и задней осей автомобиля через одинаковые, симметрично расположенные пары шестерен.

*Несимметричные дифференциалы* распределяют подводимый к ним момент посредством шестерен с разными передаточными числами.

Дифференциал (рисунок 5) состоит из корпуса (водило), внутри которого на полуосях размещены полуосевые конические шестерни (солнечные шестерни) и крестовина (ось). На цапфах крестовины (оси) свободно насажены малые конические шестерни – сателлиты, соединенные с зубьями солнечных шестерен. Корпус (водило) дифференциала получает привод от ведущей и ведомой шестерен главной передачи. Полуосевые шестерни связаны через полуоси и конечную передачу – каждая со своим ведущим колесом (межколесные дифференциалы) или осью (межосевые дифференциалы). Дифференциал работает следующим образом. При прямолинейном движении по ровной поверхности сопротивление на обоих колесах одинаково и частоты вращения левого  $n_{л}$  и правого  $n_{п}$  ведущих колес, а следовательно, и обеих полуосей равны частоте вращения  $n_{к}$  корпуса дифференциала, т.е.  $n_{л} = n_{п} = n_{к}$ . Сателлиты обкатываются по полуосевым шестерням, не вращаясь вокруг собственной оси на крестовине. В этом случае  $n_{л} + n_{п} = 2 n_{к}$ .

При повороте автомобиля, например, вправо, левая ведущее колесо вращается с большей частотой, чем правое. Соответственно снижается  $n_{\text{п}}$  правой полуосевой шестерни, т.е.  $n_{\text{п}} < n_{\text{к}}$ . Корпус дифференциала, вращаясь с постоянной частотой обгоняет правую отстающую полуосевую шестерню и, воздействуя на сателлиты обкатывает их по зубьям полуосевых шестерен. Но т.к. частота вращения колес, а следовательно, и полуосевых шестерен в этом случае не одинакова ( $n_{\text{л}} > n_{\text{п}}$ ), то сателлиты начинают также вращаться вокруг собственной оси на крестовине по замедлившей вращение правой полуосевой шестерне и поворачивают левую полуосевую шестерню относительно корпуса дифференциала с повышенной на  $(n_{\text{к}} - n_{\text{п}})$  частотой. Таким образом,  $n_{\text{л}} > n_{\text{к}} > n_{\text{п}}$ .

Аналогичная ситуация может возникнуть и при прямолинейном движении, когда сцепление левого и правого колес или передней и задней ведущих осей с дорогой неодинаковы. Колесо с худшими условиями сцепления имеет повышенное буксование и вращается быстрее, колесо же с лучшими условиями сцепления буксует меньше и его вращение замедляется. Соответственно замедляется вращение полуосевой шестерни, что приводит к проворачиванию сателлитов вокруг собственной оси. Вращающиеся сателлиты ускоряют вращение второй полуосевой шестерни на  $(n_{\text{к}} - n_{\text{п}})$ , т.е.

$$n_{\text{л}} = n_{\text{к}} + (n_{\text{к}} - n_{\text{п}}) = 2n_{\text{к}} - n_{\text{п}}$$

При любом сцеплении с дорогой ведущих колес, когда муфта отключена сумма частот вращения полуосей будет равна удвоенной частоте вращения ведомой шестерни главной передачи. В частности, когда сопротивления на полуосях равны, частоты вращения полуосей и шестерни будут одинаковы, а при полной остановке одной из полуосей другая будет вращаться с частотой в 2 раза большей, чем шестерня.

Крутящий момент от шестерни передается на корпус дифференциала, затем через крестовину на сателлиты, которые делят крутящий момент поровну между полуосевыми шестернями.

Свойство дифференциала обеспечивать возможность вращения ведущих колес с разными частотами при равномерном распределении крутящего момента по ведущим колесам или осям имеет и недостатки. При неодинаковом сцеплении колес с опорной поверхностью колесо с худшими условиями сцепления начинает буксовать, а крутящий момент на небуксующем колесе

уменьшается до значений малого момента на буксующем. Таким образом, дифференциал не позволяет машине развивать повышенную силу тяги и ухудшает ее проходимость. Для устранения этого дифференциал выключают (блокируют), т.е. соединяют между собой полуосевые шестерни или полуоси с помощью жесткой или фрикционной муфты. Для блокировки дифференциала достаточно так же соединить одну из полуосей или шестерен с корпусом дифференциала. Сателлиты относительно собственной оси не проворачиваются и оба ведущих колеса вращаются с одинаковой частотой.

### **Кинематические параметры дифференциалов.**

Шестеренчатые дифференциалы представляют собой трехзвенный планетарный механизм с отрицательным значением кинематического параметра  $p = -Z_1/Z_2$ .

По характеру распределения крутящего момента между выходными валами дифференциалы делятся на симметричные (крутящий момент распределяется поровну с параметром  $p = -1$ ) и несимметричные (крутящий момент между выходными валами распределяется в некотором отношении  $p$ , не равном единице).

Значение параметра  $p$  для несимметричного дифференциала выбирается близким к значению отношения весовых нагрузок на соответствующие мосты. Дифференциалы такого типа применяются главным образом, как межосевые, а по конструкции – цилиндрические.

Полуось, имеющая меньшую угловую скорость, называется *отстающей*, а с большей угловой скоростью – *забегающей*.

Для симметричного дифференциала (когда  $p = -1$ )

$$T_{отс} = \frac{T_h}{2} \left(1 + \frac{T_{TP}}{T_h}\right) = \frac{T_h}{2} (1 + K_\delta); \quad (59)$$

$$T_{заб} = \frac{T_h}{2} \left(1 - \frac{T_{TP}}{T_h}\right) = \frac{T_h}{2} (1 - K_\delta), \quad (60)$$

где  $K_\delta$  – коэффициент блокировки дифференциала

$T_h$  – момент, подведенный к корпусу дифференциала.

$$K_\delta = \frac{T_{TP}}{T_h} = \frac{T_{отс} - T_{заб}}{T_{отс} + T_{заб}}, \quad (61)$$

где  $T_{отс}$  и  $T_{заб}$  – моменты соответственно на отстающей и забегающей полуосях.

Из формулы (59) видно, что момент трения увеличивает момент на отстающей полуоси. Увеличение коэффициента блокировки приводит к оптимальному использованию силы сцепления ведущих колес с грунтом, увеличению тяговой силы и улучшению проходимости автомобиля. Однако, при высоких значениях  $\kappa_б$  ухудшается управляемость автомобиля, возрастает износ шин, увеличивается нагрузка на одну из полуосей, снижается КПД передачи.

Обычно коэффициент блокировки  $\kappa_б = 0,05...0,15$  – конический неблокируемый;  $\kappa_б = 0,3...0,5$  – повышенного трения, кулачковый; червячный – до 0,8.

КПД передачи связан с коэффициентом блокировки дифференциала зависимостью

$$\eta_n = 1 - \frac{B}{2R} \left( \frac{T_{отс} - T_{заб}}{T_{отс} + T_{заб}} \right) = 1 - \frac{B}{2R} \cdot \kappa_б \quad (62)$$

где  $B$  – колея ведущих колес автомобиля;

$R$  – радиус поворота центра ведущей оси автомобиля.

Таким образом, КПД передачи является величиной переменной и зависит от радиуса поворота автомобиля. Изменение  $\kappa_б$  от 0,1 до 0,5 соответствует изменению КПД от 0,99 до 0,95 при соотношении  $B/2R = 0,1$ .

**Задача 9.** Определить коэффициенты блокировки и полезного действия дифференциала для автомобиля в соответствии с вариантом задания. В качестве исходных данных принять:

- максимальный крутящий момент на коленчатом валу двигателя,  $H \times m$ ;
- тип межколесного дифференциала;
- колея ведущих колес автомобиля;
- радиус поворота центра ведущей оси автомобиля.

### **Последовательность выполнения задания**

1. Определяем момент, подведенный к корпусу дифференциала;

2. Задаем коэффициент блокировки дифференциала, принимая во внимание его тип и рекомендации, представленные выше;

3. Определяем моменты соответственно на отстающей  $T_{отс}$  и забегающей  $T_{заб}$  полуосях (для всего диапазона изменения коэффициента блокировки);

4. Определяем КПД дифференциала по формуле (62), изменяя коэффициент блокировки дифференциала 0,05 до 0,15 для конического неблокируемого и 0,3 до 0,5 для кулачкового, повышенного трения. Расчет КПД произвести для радиусов поворота центра ведущей оси автомобиля 10, 20 и 30 метров.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Грамотная эксплуатация автомобиля предполагает не только знание его конструкции, но и понимание рабочих процессов, посредством которых работают механизмы и системы автотранспортных средств. Изучение рабочего процесса механизмов и систем автомобилей целесообразно осуществлять на основе анализа расчетных схем, действующих сил и математических зависимостей с определением выходных характеристик.

Анализ рабочих процессов позволяет получить более точное представление о том, что происходит в механизмах и системах автомобиля при их работе, уточнить кинематические и силовые связи, вскрыть возможности их изменения в новых, более эффективных направлениях, позволяющих существенно улучшить их выходные характеристики. В свою очередь, это позволит существенно улучшить эксплуатационные свойства автомобиля, проявляющиеся при его движении.

Дальнейшее развитие должны получить методы расчета деталей механизмов и систем автомобиля на работоспособность.



## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Нарбут А. Н. Автомобили: Рабочие процессы и расчет механизмов и систем [Текст]: учебник для студ. высш. учеб. заведений / А. Н. Нарбут.- 2-е изд., испр.- М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 256 с.

2. Богатырев А.В. и др. Автомобили [Текст]: учебн. пособие для студ. высш. учеб. заведений / А.В. Богатырев, Ю.К. Есеновский-Лашков, М.Л. Насоновский, В.А. Чернышев. Под ред. А.В. Богатырева. – М.: Колос, 2001. – 496 с.

3. Вахламов В.К. Автомобили: Основы конструкции [Текст]: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 528с.

4. Вахламов В.К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета [Текст]: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 480 с.