

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Техническая эксплуатация автомобилей»

АВТОМОБИЛИ

*Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов специальностей
1-37 01 07 «Техническая эксплуатация автомобилей
(по направлениям)» и 1-37 01 06 «Автосервис»
очной и заочной форм обучения*

Часть 2



Могилев 2019



УДК 629.331
ББК 39.33
А 22

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей»
«18» октября 2018 г., протокол № 3

Составители: д-р техн. наук, проф. И. С. Сазонов;
д-р техн. наук, проф. В. А. Ким;
канд. техн. наук, доц. В. И. Василевский;
ст. преподаватель Е. А. Моисеев

Рецензент канд. техн. наук И. В. Лесковец

Даны методические рекомендации к лабораторным работам по дисциплине
«Автомобили», а также приведены методические указания по их выполнению,
перечень необходимой литературы.

Учебно-методическое издание

АВТОМОБИЛИ

Часть 2

Ответственный за выпуск	О. В. Билык
Технический редактор	А. А. Подошевко
Компьютерная верстка	М. А. Меленяко

Подписано в печать . Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2019



Содержание

Введение	4
1 Лабораторная работа № 1. Определение коэффициента сопротивления качению методом выбега.....	5
2 Лабораторная работа № 2. Расчет фрикционного сцепления.....	6
3 Лабораторная работа № 3. Расчет элементов коробки передач.....	9
4 Лабораторная работа № 4. Расчет привода коробки передач.....	12
5 Лабораторная работа № 5. Расчет главной передачи.....	14
6 Лабораторная работа № 6. Расчет дифференциала.....	16
7 Лабораторная работа № 7. Расчет карданной передачи.....	19
8 Лабораторная работа № 8. Расчет рулевого управления.....	23
9 Лабораторная работа № 9. Экспериментальное определение коэффициента полезного действия	26
10 Лабораторная работа № 10. Расчет тормозного привода.....	28
11 Лабораторная работа № 11. Определение углов поворота кардан- ной передачи.....	30
12 Лабораторная работа № 12. Экспериментальное исследование рулевого управления.....	32
13 Лабораторная работа № 13. Определение момента и коэффициента трения тормозного механизма.....	34
14 Лабораторная работа № 14. Расчет подвески.....	35
15 Лабораторная работа № 15. Экспериментальное исследование подвески автомобиля.....	38
16 Лабораторная работа № 16. Определение момента инерции колеса.....	40
17 Лабораторная работа № 17. Определение момента инерции кузова.....	41
Список литературы.....	46



Введение

Лабораторные работы по курсу «Автомобили» продолжают ознакамливать студентов с основными положениями теории автотранспортного средства, главными эксплуатационными свойствами, методами расчетного и экспериментального определения их показателей, Оборудование:м для проведения испытаний.

При проведении лабораторных работ подгруппа студентов разделяется на бригады по 2 – 3 человека. До занятий во время самоподготовки студент изучает методические указания, усваивает методику проведения испытаний и подготавливает бланк отчета, в котором указывает следующее: название и цель работы; использованное оборудование; основные расчетные формулы; таблицы для записи экспериментальных данных; системы координат для построения эмпирических графиков зависимостей величин; схемы экспериментальных установок. В процессе выполнения лабораторной работы в бланк отчета заносится вся необходимая информация, а затем оформляется вывод.

Оформление отчетов проводится в тетрадях каждым студентом индивидуально.

При отсутствии подготовленного бланка отчета студент не допускается к выполнению лабораторной работы.

Перед началом выполнения лабораторной работы в течение 5...7 мин проводится опрос студентов с целью проверки степени их подготовленности.

Каждая бригада студентов выполняет следующие операции:

- проверка давления воздуха в шинах и подшипников колес;
- контроль углов установки управляемых колес и ограничителей углов поворота колес (внешним осмотром);
- оценка технического состояния рулевого управления (люфта рулевого колеса, сочленений рулевых тяг и т. д.);
- проверка тормозной системы (свободного и рабочего хода педали тормоза, работы стоп-сигналов и т. д.);
- осмотр и проверка работы двигателя (отсутствие посторонних стуков и шумов, устойчивость работы на холостом ходу и т. д.).



1 Лабораторная работа № 1. Определение коэффициента сопротивления качению методом выбега

Цель работы: получить навыки подготовки и проведения ходовых испытаний автомобилей, определить коэффициент сопротивления качению.

Оборудование: два секундомера, рулетка на 10 м, мерная лента длиной 50 м, вешки указательные.

Порядок проведения работы.

Испытания следует проводить на горизонтальном участке шоссе длиной не менее 500 м, размеченного вешками через каждые 50 м. По возможности участок должен быть защищен от ветра и иметь минимальный поперечный уклон. Разворот автотранспортного средства желательного проводить без применения заднего хода.

Для определения значения коэффициента сопротивления качению используются методы буксировки замера крутящих моментов на валах коробки передач автотранспортного средства и метод затухания движения (выбега), который является наиболее простым.

До начала размеченного участка шоссе автотранспортное средство разгоняют до скорости 15 км/ч (30 км/ч) и затем на участке S_{1-2} от первой до второй вешки поддерживают эту скорость постоянной, измеряя время прохождения t_{1-2} с помощью секундомера для того, чтобы определить истинное значение V_{1-2} средней скорости движения:

$$V_{1-2} = S_{1-2} / t_{1-2}. \quad (1.1)$$

Невысокая начальная скорость движения позволяет пренебречь сопротивлением воздуха.

При прохождении второй вешки водитель автомобиля выключает сцепление и ставит рычаг управления коробкой передач в нейтральное положение. При этом одновременно включается второй секундомер. При движении по инерции скорость автомобиля снижается вследствие действующих в контакте колеса и дороги сил сопротивления движению. При остановке секундомер выключается и замеряется путь выбега от второй вешки. Опыт повторяется два раза в противоположных направлениях при разных скоростях.

Полная кинетическая энергия, накопленная автомобилем при разгоне, расходуется на работу качения и определяется из выражения

$$A = P_f \cdot S_f = M \cdot g \cdot f \cdot S_f, \quad (1.2)$$

где P_f – сила сопротивления, Н;

S_f – путь выбега, м;

f – коэффициент сопротивления качению;



M – масса автотранспортного средства, кг;

g – ускорение свободного падения; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Кинетическая энергия автомобиля в момент отключения двигателя

$$W_k = \delta \cdot M \cdot V^2/2, \quad (1.3)$$

где δ – коэффициент учета относительного движения масс колес, $\delta = 1,04$;

V – скорость движения автотранспортного средства, м/с.

Приравнявая правые части уравнений (1.2) и (1.3), получим

$$f = V^2 \cdot \delta / (2 \cdot g \cdot S_f), \quad (1.4)$$

или по времени выбега t

$$f = V / (2 \cdot g \cdot t). \quad (1.5)$$

Данные испытаний заносятся в таблицу 1.1.

Таблица 1.1

$t, \text{ с}$	$V, \text{ м/с}$	$t_f, \text{ с}$	$S_f, \text{ м}$	f	f_{cp}
t_{1-2}	V_{1-2}	t_{f1}	S_{f1}	f_1	f_{cp}
t_{2-1}	V_{2-1}	t_{f2}	S_{f2}	f_2	

Полученные значения f_{cp} сравниваются с табличными данными, приведенными в справочниках.

Содержание отчета.

Отчет должен содержать: цель работы; схему экспериментальной установки; таблицу экспериментальных данных; результаты вычислений; выводы по всем пунктам проделанной работы.

2 Лабораторная работа № 2. Расчет фрикционного сцепления

Цель работы: определить момент трения сцепления и коэффициент трения фрикционных пар дискового сцепления.

Оборудование: сцепление автомобиля ЗиЛ-130, динамометр, набор инструмента, линейка.

Общие сведения.

Назначение. Сцепление автомобиля представляет собой блокировочную муфту, служащую для кратковременного разъединения двигателя и силовой передачи и плавного их соединения вновь, а также для предохранения их от динамических перегрузок, возникающих при работе автомобиля.

Принципиальная схема сцепления приведена на рисунке 2.1.

Однодисковые сцепления устанавливаются на автомобили малой и средней грузоподъемности; на автомобили большой грузоподъемности устанавливают двухдисковые и многодисковые сцепления.

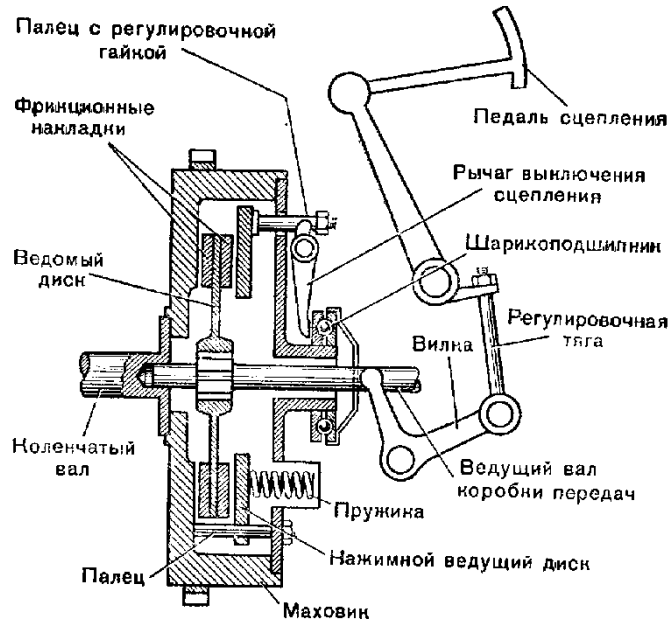


Рисунок 2.1 – Схема дискового сцепления

Расчет момента трения сцепления.

Момент трения сцепления равен максимальному моменту двигателя с некоторым запасом:

$$M_c = \beta \cdot M_{д \cdot \max}, \quad (2.1)$$

где β – коэффициент запаса сцепления, равный 1,3...1,8 – для легковых и 1,6...3 – для грузовых автомобилей.

Момент трения сцепления рассчитывается по формуле

$$M_c = \mu \cdot P \cdot (R + r) / 2 = \mu \cdot P \cdot i \cdot R_{ср}, \quad (2.2)$$

где μ – коэффициент трения;

P – сила нажатия пружин;

i – число пар поверхностей трения;

R и r – наибольший и наименьший радиусы кольцевой поверхности трения сцепления.

Порядок проведения работы.

- 1 Установить сцепление так, чтобы оно упиралось на подставку прессы маховиком.
- 2 Установить сверху вспомогательную втулку, а затем динамометр сжатия.
- 3 Установить ножку индикатора на нижний диск под прямым углом к последнему.
- 4 Установить на нуль шкалы индикаторов.
- 5 Создавая нагрузку, при помощи динамометров сжатия определить величины сил, соответствующие перемещениям нажимного диска с интервалом 0,25 мм от 0 до 2 мм.

Результаты измерений свести в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты измерений

<i>L</i> , мм	0	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2
<i>P</i> , Н	→								
<i>P</i> , Н	←								

6 Ввести нагрузочный рычаг в зацепление с ведомым диском и при помощи грузов создать крутящий момент. Рычаг установить так, чтобы ось вращения и нижний конец сегмента находились на одной горизонтали, подвесив к нему динамометр растяжения, соответствующий груз. При определении крутящего момента учесть массу нагрузочного рычага.

7 Замерить крутящий момент в обратном направлении. Прodelать это для различных *P*, изменяющихся через равные интервалы.

8 По результатам измерений построить характеристики пружин исследуемого сцепления и определить усилие, с которым пружины действуют на нажимной диск при полностью включенном сцеплении.

9 Определить коэффициент трения для трущейся пары сцепления.

10 Определить коэффициент запаса сцепления.

11 Пользуясь графиком характеристики пружин и задаваясь минимально допустимым коэффициентом запаса, определить допустимый износ поверхностей трения сцепления.

12 Построить графики зависимости трения от усилия пружин.

Содержание отчета.

Отчет должен содержать: цель работы; схему экспериментальной установки; таблицу экспериментальных данных; графики характеристики пружин (зависимость сила – деформация пружины) и результаты вычислений коэффициентов трения и запаса сцепления; выводы по всем пунктам проделанной работы.

3 Лабораторная работа № 3. Расчет элементов коробки передач

Цель работы: получить навыки расчета элементов конструкции механической коробки передач.

Оборудование: коробка переключения передач автомобиля ЗиЛ-130, набор инструмента, штангельциркуль.

Порядок проведения работы.

При расчете коробки передач следует:

- определить момент трения M_w синхронизатора, необходимый для выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей;
- определить работу трения (буксования) $L_{син}$ синхронизатора, удельную работу трения $L_{уд}$ и температуру $t_{син}$ синхронизатора при буксовании;
- рассчитать детали коробки передач на прочность.

Момент трения синхронизатора. При переключении передач инерционный синхронизатор блокирует муфту, включающую передачу, до тех пор, пока кинетическая энергия деталей, вращающихся с ведомым диском сцепления (при выключенном сцеплении и нейтрали в коробке передач), не затратится на работу трения в синхронизаторе. Этот момент времени соответствует равенству угловых скоростей синхронизируемых деталей.

Выравнивание угловых скоростей соединяемых деталей происходит за счет момента трения, создаваемого на конических поверхностях блокирующего кольца синхронизатора и шестерни включаемой передачи, свободно вращающейся на вторичном валу коробки передач:

$$M_w = \frac{J_w (\omega_1 - \omega_2)}{t_{син}}, \quad (3.1)$$

где J_w – момент инерции, соответствующий вращающимся деталям вместе с шестерней включаемой передачи;

ω_1 – угловая скорость включаемой шестерни более высокой передачи,

$$\omega_1 = \omega_e / U_{k+1};$$

ω_2 – угловая скорость вторичного вала до переключения передачи,

$$\omega_2 = \omega_e / U_k;$$

$t_{син}$ – время синхронизации (выравнивания) угловых скоростей ω_1 и ω_2 .

Следовательно,

$$M_w = \frac{J_w \cdot \omega_e}{t_{син}} \cdot \left(\frac{1}{U_{k+1}} - \frac{1}{U_k} \right). \quad (3.2)$$

В соответствии со схемой (рисунок 3.1) момент трения синхронизатора можно определить по следующему выражению:



$$M_w = P_N \cdot r_{CP} \cdot \mu, \quad (3.3)$$

где P_N – нормальная сила на поверхности трения, $P_N = Q/\sin\delta$;
 μ – коэффициент трения;
 r_{CP} – средний радиус конуса;
 Q – усилие водителя при включении передачи;
 δ – половина угла конуса.

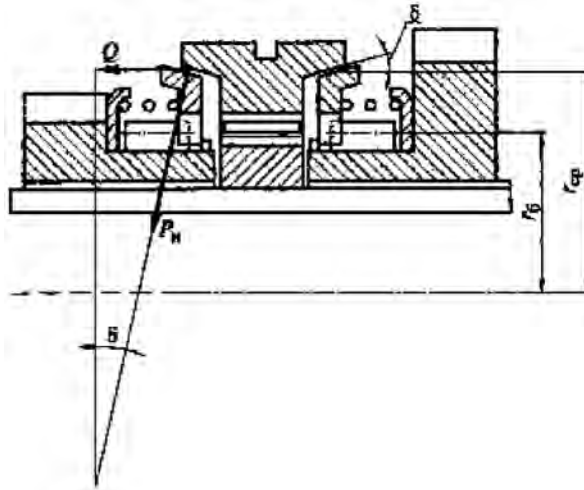


Рисунок 3.1 – Схема инерционного синхронизатора

Учитывая момент трения, найдем связь между усилием, создаваемым водителем при включении передачи, и параметрами синхронизатора:

$$Q = \frac{M_w \cdot \sin \delta}{r_{CP} \cdot \mu} = \frac{J_w \cdot \omega_e \cdot \sin \delta}{r_{CP} \cdot \mu \cdot t_{син}} \cdot \left(\frac{1}{U_{k+1}} - \frac{1}{U_k} \right). \quad (3.4)$$

Работа трения синхронизатора. При включении передачи работа, затрачиваемая на выравнивание угловых скоростей синхронизируемых деталей, является работой трения (буксования) синхронизатора. Она затрачивается на поглощение кинетической энергии соединяемых вращающихся деталей:

$$L_{СИН} = 0,5J_w \cdot (\omega_1 - \omega_2)^2 = 0,5J_w \cdot \omega_e^2 \cdot \left(\frac{1}{U_{k+1}} - \frac{1}{U_k} \right). \quad (3.5)$$

Удельная работа трения синхронизатора. Синхронизатор принято оценивать по удельной работе трения, т. е. по работе буксования, отнесенной к площади трения конусной поверхности синхронизатора:

$$L_{уд} = \frac{L_{СИН}}{F_{СИН}}, \quad (3.6)$$

где $F_{\text{СИН}}$ – площадь поверхности трения.

Для синхронизированных высших передач коробки передач автомобиля удельная работа трения $L_{\text{УД}}$ не должна превышать $0,2 \text{ МДж/м}^2$, а для низших – $0,3...0,5 \text{ МДж/м}^2$.

Нагрев синхронизатора. Работа буксования синхронизатора сопровождается нагревом его деталей и выделением теплоты.

Температура нагрева деталей синхронизатора определяется за одно его включение:

$$T_{\text{Н}} = \frac{\gamma_{\text{СИН}} \cdot L_{\text{СИН}}}{m_{\text{СИН}} \cdot C_{\text{СТ}}}, \quad (3.7)$$

где $\gamma_{\text{СИН}}$ – коэффициент перераспределения теплоты;

$m_{\text{СИН}}$ – масса синхронизатора;

$C_{\text{СТ}}$ – теплоемкость стали.

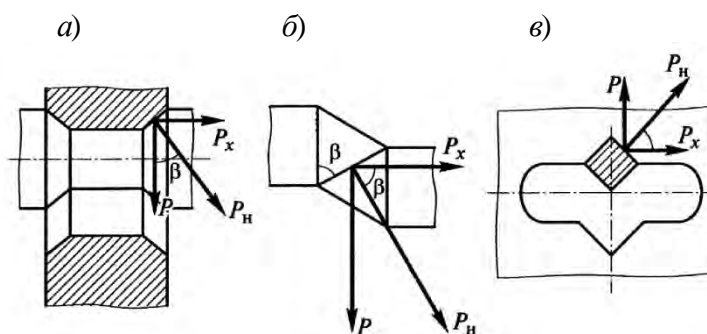
За одно включение синхронизатора нагрев его деталей не должен превышать $15...30 \text{ }^\circ\text{С}$.

Блокировка синхронизатора может осуществляться различными блокирующими устройствами (рисунок 3.2).

Окружная сила, прижимающая блокирующие детали,

$$P_{\text{Б}} = \frac{M_{\text{в}}}{r_{\text{Б}}}, \quad (3.8)$$

где $r_{\text{б}}$ – радиус блокировки (см. рисунок 3.2).



a – устройство с блокирующими зубьями; *б* – то же с блокирующими пальцами; *в* – то же с блокирующими вырезами

Рисунок 3.2 – Схемы блокирующих устройств синхронизаторов

Эта сила вызывает силу P_{X} на блокирующих поверхностях:

$$P_{\text{X}} = \frac{M_{\text{в}}}{r_{\text{Б}} \cdot \text{tg}\beta}. \quad (3.9)$$



Для того чтобы передача не была включена до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей, осевая сила Q , приложенная к зубчатой муфте синхронизатора, должна быть меньше силы P_X .

При увеличении осевой силы Q возрастают момент трения синхронизатора и сила P_X .

С учетом значения осевой силы, выраженной через параметры синхронизатора, определим угол блокировки из следующего неравенства:

$$\beta < \arctg \frac{r_{CP} \cdot \mu}{r_B \cdot \sin \delta}. \quad (3.10)$$

Выбираемые параметры синхронизатора должны находиться в следующих пределах: коэффициент трения $\mu = 0,06 \dots 0,1$; половина угла конуса $\delta = 6 \dots 12^\circ$; угол блокировки $\beta = 25 \dots 40^\circ$. Давление на конусных поверхностях трения для пары бронза – сталь равно $1 \dots 1,5$ МПа, а $\mu = 0,1$.

Содержание отчета.

В отчете указать исходные данные, формулы и результаты проектировочного расчета синхронизатора, расчетное значение угла блокировки β .

4 Лабораторная работа № 4. Расчет привода коробки передач

Цель работы: получить навыки расчета привода коробки переключения передач (КПП).

Оборудование: КПП автомобиля ЗиЛ-130, линейка, набор инструмента, штангенциркуль.

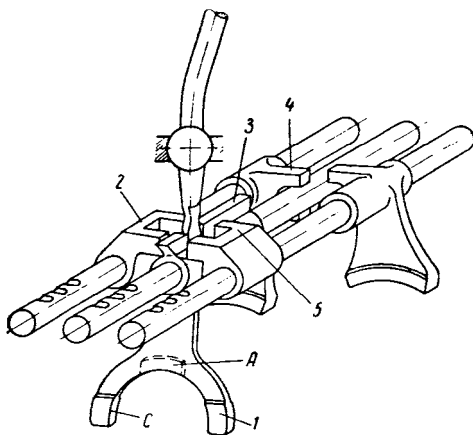
Основные сведения.

Далее рассматриваются конструкция и расчет элементов управления, получивших наибольшее распространение в коробках передач.

Вилки переключения штамуют из углеродистой стали. Внутренняя и боковая поверхности губок имеют обычно высокую твердость, что обеспечивается цианированием (стали с содержанием углерода 0,3 %), цементацией (стали с содержанием углерода 0,2 %) или закалкой с нагревом токами высокой частоты (стали с содержанием углерода 0,4 %). Иногда вилки переключения отливают из ковкого чугуна. Вилки переключения необходимо фиксировать от углового поворота 5. При наличии губок 1, охватывающих канавку переключения так, что канавка предохраняет вилку от поворота, поверхности С губок скользят по дну канавки, которая должна быть чисто обработана. При угловой фиксации вилки, которая может иметь в этом случае более короткие губки, такая обработка канавок не нужна. Для предохранения вилок от поворота делают в верхней части прилив 4 с пазом, в котором проходит соседний стержень. Этот при-



лив, если взаимное осевое положение вилок при различных передачах не дает возможности разместить его непосредственно навилке, может быть выполнен на отдельной ступице, укрепленной на том же стержне. Прилив 8 центрального стержня и торцы втулок 2 и 5 должны обеспечить фиксацию рычага переключения в поперечном направлении на всех включенных передачах. Иногда для более равномерного нажатия вилка имеет три губки.



1 – губки; 2, 5 – губки стержня; 3 – направляющая центрального стержня; 4 – вилка; C – поверхность губок вилки

Рисунок 4.1 – Механизм переключения коробки

Если переключение производится на промежуточном валу, вилку для увеличения жесткости устанавливают на дополнительной оси.

Если необходимо увеличить ход одного из стержней переключения при сохранении хода рукоятки переключения, то применяют дополнительный рычаг, установленный на промежуточной опоре.

Размеры канавок под вилки переключения представлены в [5].

Порядок проведения работы.

При расчете привода коробки передач следует:

- определить передаточное число привода;
- рассчитать детали привода коробки передач на прочность.

Содержание отчета.

Отчет должен содержать: цель работы; схему привода коробки передач и результаты вычислений передаточного числа привода коробки переключения передач; выводы по всем пунктам проделанной работы.

5 Лабораторная работа № 5. Расчет главной передачи

Цель работы: получить навыки расчета главной передачи и дифференциала.

Оборудование: главная передача автомобиля ГАЗ-3302, набор инструмента.

Порядок проведения работы.

При расчете главной передачи следует:

- определить передаточное число главной передачи;
- найти силы, действующие в зацеплении шестерен.

Передаточное число. Для червячной главной передачи передаточное число

$$u_{\Gamma} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_0}{d_0 \cdot \operatorname{tg}\beta_{\text{ч}}}, \quad (5.1)$$

где Z_1 – число заходов червяка;
 Z_2 – число зубьев червячной шестерни;
 D_0, d_0 – начальные диаметры шестерни и червяка соответственно;
 $\beta_{\text{ч}}$ – угол подъема винтовой линии червяка.

Передаточное число конической главной передачи

$$u_{\Gamma\text{К}} = Z_2 \cdot \frac{1}{Z_1} = \frac{D_0 \cdot \cos\beta_2}{m_{\text{н}} \cdot d_0 \cdot \cos\beta_1} = \frac{D_0}{d_0}, \quad (5.2)$$

где Z_1, Z_2 – число зубьев ведущей и ведомой шестерен соответственно;
 d_0, D_0 – начальные диаметры ведущей и ведомой шестерен соответственно;
 β_1, β_2 – углы наклона зубьев ведущей и ведомой шестерен;
 $m_{\text{н}}$ – нормальный модуль.

Углы наклона зубьев ведущей и ведомой шестерен конической главной передачи $\beta_1 = \beta_2$ и составляют 30...40°. Минимальное число зубьев ведущей шестерни – 5 или 6. При этом чем меньше число зубьев, тем больше должен быть угол β наклона зубьев.

Для гипоидной главной передачи передаточное число

$$u_{\Gamma\text{Г}} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_0 \cdot \cos\beta_2}{d_0 \cdot \cos\beta_1}. \quad (5.3)$$

В формуле (5.3) углы наклона зубьев (углы спирали) $\beta_i = 40...50^\circ$; $\beta_{\Gamma} = 20...30^\circ$, а отношение косинусов этих углов

$$\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1} = k = 1,2...1,5. \quad (5.4)$$



При этом большие значения указанного отношения – для главных передач легковых автомобилей, а меньшие – для грузовых.

Передаточное число гипоидной главной передачи можно также определить по выражению

$$u_{ГГ} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{P_2 \cdot D_0}{P_1 \cdot d_0}, \quad (5.5)$$

где M_1, M_2 – крутящие моменты на ведущей и ведомой шестернях соответственно;

P_1, P_2 – окружные силы на ведущей и ведомой шестернях.

В связи с тем, что нормальные силы P_n (рисунок 5.1), действующие на зубья шестерен гипоидной передачи, равны, а углы спирали зубьев разные ($\beta_1 \neq \beta_2$), окружные силы соответственно

$$P_1 = P_n \cdot \cos \beta_1; \quad P_2 = P_n \cdot \cos \beta_2. \quad (5.6)$$

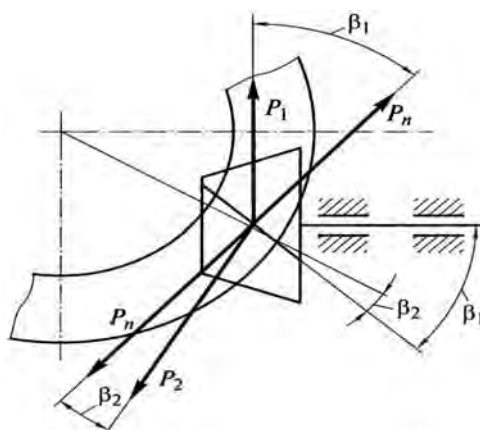


Рисунок 5.1 – Силы, действующие на зубья гипоидной главной передачи

С учетом выражений для окружных сил передаточное число гипоидной главной передачи

$$u_{ГГ} = \frac{P_n \cdot \cos \beta_2 \cdot D_0}{P_n \cdot \cos \beta_1 \cdot d_0} = \frac{k \cdot D_0}{d_0}. \quad (5.7)$$

Передаточные числа одинарных конических и гипоидных передач обычно выбираются в следующих пределах: 3,5...4,5 – для легковых автомобилей и 5...7 – для грузовых. Гипоидная передача имеет большую прочность, чем коническая, что обусловлено увеличением среднего диаметра ведущей шестерни.

При увеличении диаметра ведущей шестерни повышается и прочность ее зубьев, так как больше их шаг по нормали и толщина (примерно на 10...15 %). При этом чем больше угол спирали зубьев, тем они длиннее и тем большее их

число находится одновременно в зацеплении (примерно в 1,5 раза больше, чем в конической главной передаче). Все это приводит к уменьшению сил, действующих на зубья. Кроме того, гипоидные ведомые шестерни имеют в несколько раз большее сопротивление усталости, чем конические. Указанные достоинства позволяют изготавливать гипоидную передачу малогабаритной и применять ее вместо двойной главной передачи на грузовых автомобилях.

КПД гипоидной главной передачи рассчитывается по формуле

$$\eta_{\Gamma} = \frac{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta_2}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta_1}, \quad (5.8)$$

где μ – коэффициент трения между зубьями, $\mu = 0,05 \dots 0,1$.

КПД гипоидной передачи несколько меньше, чем конической, что связано с продольным скольжением зубьев со скоростью

$$v_c = \frac{v_c \cdot \sin(\beta_1 - \beta_2)}{\sin \beta_2}, \quad (5.9)$$

где v_c – окружная скорость ведущей шестерни.

Однако наличие скольжения обеспечивает высокое сопротивление усталости шестерням гипоидной главной передачи.

Содержание отчета.

В отчете представить исходные данные, формулы и результаты проекторочного расчета главной передачи и дифференциала.

6 Лабораторная работа № 6. Расчет дифференциала

Цель работы: получить навыки расчета дифференциала.

Оборудование: дифференциал автомобиля ГАЗ-3302, набор инструмента.

Порядок проведения работы.

Расчет дифференциала. При расчете конического дифференциала определяют его КПД, а также рассчитывают полуосевые шестерни, сателлиты и крестовину сателлитов на прочность.

Выбор КПД. Значение КПД дифференциала определяют по следующему выражению:

$$\eta_{дф} = 1 - \frac{N_{TP}}{N_{д}} = 1 - \frac{M_{TP}}{M_{д}} \cdot \frac{\omega_{ЗАБ} - \omega_{ОТ}}{\omega_{д}}, \quad (6.1)$$

где N_{TP} – потери мощности на трение в дифференциале;



N_D – мощность на корпусе дифференциала;

$\omega_{ЗАБ}$, $\omega_{ОТ}$ – угловые скорости забегающей и отстающей полуосевых шестерен соответственно;

ω_D – угловая скорость корпуса дифференциала.

Шестерни и сателлиты. При расчете считают, что окружная сила распределяется поровну между всеми сателлитами и каждый сателлит передает усилие двумя зубьями (рисунок 6.1).

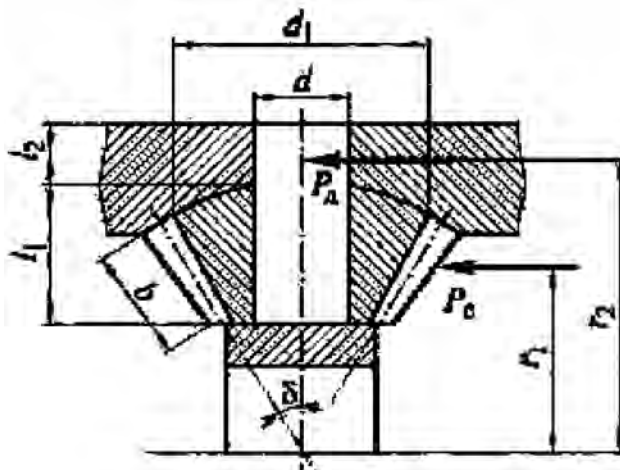


Рисунок 6.1 – Схема для расчета конического дифференциала

Окружная сила, действующая на один сателлит,

$$P_C = \frac{M_{\max} \cdot \mu_{К1} - \mu_G}{2 \cdot r_1 \cdot n_c}, \quad (6.2)$$

где r_1 – радиус приложения окружной силы;

n_c – число сателлитов ($n_c = 2$ – для легковых автомобилей; $n_c = 4$ – для грузовых).

Напряжения изгиба в зубьях полуосевых шестерен и сателлитов

$$\sigma_{изг} = \frac{0,36 \cdot P_C}{b \cdot m_H \cdot y}, \quad (6.3)$$

где b – ширина шестерни;

y – коэффициент формы зуба.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{изг}] = 500 \dots 800$ МПа.

Материал шестерен и сателлитов – сталь 18ХГТ, 20ХНЗА, 24ХГМ.

Крестовина. У крестовины рассчитывают шипы под сателлитами и в местах крепления в корпусе дифференциала (см. рисунок 6.1).

Шип крестовины под сателлитом рассчитывают на смятие и на срез. Напряжения смятия и среза соответственно

$$\sigma_{CM} = \frac{P_C}{d \cdot l_1}; \quad \tau_{CP} = \frac{4 \cdot P_C}{\pi \cdot d^2}, \quad (6.4)$$

где d – диаметр шипа;

l_1 – длина шипа под сателлитом.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{CM}] = 50...60$ МПа.

Допускаемые напряжения среза $[\tau_{CP}] = 100...120$ МПа.

При расчете дифференциала по давлению торца сателлита на корпус дифференциала в месте контакта определяют напряжения смятия:

$$\sigma_{CM} = \frac{P_D}{d \cdot l_2}, \quad (6.5)$$

где P_D – окружная сила, действующая на шип, $P_D = \frac{M_{\max} \cdot \mu_{K1} - \mu_{\Gamma}}{r_2 \cdot n_c}$;

r_2 – радиус приложения окружной силы к шипу;

l_2 – длина заделки шипа в корпусе дифференциала.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{CM}] = 50...60$ МПа.

Ось сателлитов конического дифференциала легкового автомобиля рассчитывают по тем же формулам, что и крестовину сателлитов дифференциала грузового автомобиля. При этом материал оси сателлитов и допускаемые напряжения такие же, как у крестовины.

При расчете дифференциала по давлению торца сателлита на корпус дифференциала в месте контакта определяют напряжения смятия:

$$s_{CM} = \frac{Q}{F_C}, \quad (6.6)$$

где Q – осевая сила, действующая на сателлит, $Q = P_C \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta$;

α – угол зацепления;

δ – половина угла начального конуса сателлита;

F_C – торцевая площадь сателлита, $F_C = \pi \cdot (d_1^2 - d^2)/4$.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{CM}] = 10...20$ МПа.

Содержание отчета.

В отчете представить исходные данные, формулы и результаты проектного расчета главной передачи и дифференциала.



7 Лабораторная работа № 7. Расчет карданной передачи

Цель работы: получить навыки расчета карданной передачи.

Оборудование: карданная передача автомобиля ГАЗ-3307, набор инструмента.

Порядок проведения работы.

Расчет карданного вала на критическое число оборотов. Вследствие неравномерности распределения массы вала, а также наличия некоторой кривизны вала при его вращении появляется центробежная сила, приложенная перпендикулярно к продольной оси.

Так как вал вращается с переменной угловой скоростью, то величина центробежной силы изменяется за период одного оборота вала, вследствие чего появляются его поперечные колебания.

Центробежная сила

$$P_j = m \cdot \omega^2 \cdot (a + Y), \quad (7.1)$$

где m – масса вала;

Y – прогиб вала под действием центробежной силы.

При вращении вала центробежная сила уравновешивается силой упругости

$$P_y = c \cdot Y, \quad (7.2)$$

где c – поперечная жесткость вала.

Таким образом, получаем

$$\begin{aligned} P_j &= P_y; \\ m \cdot \omega^2 \cdot (a + Y) &= c \cdot Y; \\ Y &= \frac{m \cdot \omega^2 \cdot a}{c - m \cdot \omega^2}. \end{aligned} \quad (7.3)$$

Предположим, что при критическом числе оборотов карданный вал разрушается ($Y \rightarrow \infty$). Для этого случая

$$\begin{aligned} c - m \cdot \omega^2 &= 0; \\ \omega_{KP} &= \sqrt{c/m}, \quad \text{или} \quad n_{KP} = \frac{30 \cdot \sqrt{c/m}}{\pi}. \end{aligned} \quad (7.4)$$



Для вала трубчатого сечения

$$m = \pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot l_{\text{КАРД}} \cdot \frac{q}{g}, \quad (7.5)$$

где D, d – наружный и внутренний диаметры вала;
 $l_{\text{КАРД}}$ – длина вала;
 q – удельный вес металла, $q = 780 \text{ Н/м}^2$ (сталь).
 Жесткость трубчатого вала

$$c = \frac{k \cdot E \cdot J}{l_{\text{КАРД}}^3} = \frac{p \cdot (D^4 - d^4) \cdot kE}{64 \cdot l_{\text{КАРД}}^3}, \quad (7.6)$$

где k – коэффициент пропорциональности, зависящий от характера нагружения и способа закрепления вала.

Подставим значения c и m для трубчатого вала в (7.4) и получим

$$n_{\text{КР}} = \frac{12 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{D \cdot d}}{l_{\text{КАРД}}^2}. \quad (7.7)$$

По аналогии определяем значения критической частоты вращения для ряда частных случаев:

– для сплошного вала

$$n_{\text{КР}} = \frac{12 \cdot 10^6 \cdot D}{l_{\text{КАРД}}^2}; \quad (7.8)$$

– для трубчатого вала, защемленного в опорах,

$$n_{\text{КР}} = \frac{27,5 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{D \cdot d}}{l_{\text{КАРД}}^2}; \quad (7.9)$$

– для сплошного вала, защемленного в опорах,

$$n_{\text{КР}} = \frac{27,5 \cdot 10^6 \cdot D}{l_{\text{КАРД}}^2}. \quad (7.10)$$

Критическое число оборотов трубчатого вала выше, чем сплошного такого же диаметра, так как первый легче. Длину вала, свободно лежащего на опо-



рах, принимают как расстояние между центрами карданных шарниров, а защемленного – как расстояние между подшипниками. Если вал по длине имеет разное сечение (трубчатый, сплошной круглый, шлицованный), то для расчета на критическое число оборотов нужно привести его к одному расчетному диаметру.

На рисунке 7.1 показан вал, состоящий из сплошной части с диаметрами D и d и длиной l_{TP} . Например, приведем трубчатую часть вала к сплошному валу, у которого $d_p = d_1$. Очевидно, что длина расчетного вала будет меньше.

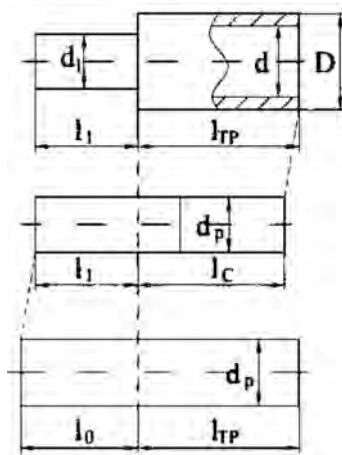


Рисунок 7.1 – Пример приведения трубчатого вала к сплошному

В основе приведения лежит одинаковое критическое число оборотов действительного и приведенного валов:

$$n_{KP1} = \frac{12 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{D+d}}{l_{TP}^2}; \quad n_{KP2} = \frac{12 \cdot 10^6 \cdot d_p}{l_0^2};$$

$$l_0 = \frac{l_{TP} \cdot \sqrt{d_p}}{\sqrt{D^2 + d^2}}. \quad (7.11)$$

Параметры приведенного вала

$$l_p = l_1 + l_0; \quad d_p = d_1. \quad (7.12)$$

Аналогично можно сплошную часть вала привести к трубчатой:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l_0'^2} &= \frac{d_p}{l_0'^2}; \\ l_0' &= l \cdot \sqrt[4]{D^2 + d^2} / d_1; \\ l_p &= l_0' + l_{TP}. \end{aligned} \right\} \quad (7.13)$$

Критическое число оборотов карданного вала, полученное расчетом, сравнивается с максимально возможными оборотами вала. Опыт эксплуатации показал, что для удовлетворительной работы карданной передачи необходимо отношение

$$\frac{n_{KP}}{n_{\max}} = 1,2 \dots 2,0. \quad (7.14)$$

Минимальную величину коэффициента запаса по критическому числу оборотов можно допускать при тщательной балансировке карданной передачи (с биением не более 0,5...0,6 мм), высокой точности изготовления шлицевых соединений и максимальных зазорах в шарнирах. Допустимый дисбаланс для автомобилей средней грузоподъемности – 15...20 г · см, для валов автомобилей большой грузоподъемности – до 100 г · см.

Расчет карданного вала на прочность и жесткость.

Карданный вал рассчитывается на жесткость и прочность по результирующему моменту M_{PE3} кручения и изгиба.

Напряжение кручения и изгиба

$$t = \frac{M_{PE3}}{W_{KP}} \text{ £}[t], \quad (7.15)$$

где W_{KP} – момент сопротивления кручению.

Для сплошного вала

$$W_{KP} = \frac{\pi \cdot D^3}{16}. \quad (7.16)$$

Для трубчатого вала

$$W_{KP} = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16D}, \quad (7.17)$$

где D, d – наружный и внутренний диаметры вала.

Допустимое напряжение кручения карданных валов равно 100 МПа. Для сплошных валов ведущих управляющих колес, если они выполнены из стали 40Х, допустимое напряжение кручения равно 300...400 МПа.

Расчет карданного вала на жесткость ведут по углу закрутки

$$\theta = \frac{180^\circ \cdot l \cdot M_{PE3}}{\pi \cdot G \cdot J_{KP}}. \quad (7.18)$$



Для сплошного вала

$$J_{KP} = \frac{\pi \cdot d^4}{32}. \quad (7.19)$$

Для трубчатого вала

$$J_{KP} = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32}. \quad (7.20)$$

В выполненных конструкциях должно быть $\theta < 9^\circ$.

Содержание отчета.

В отчете указать исходные данные, формулы и результаты проектировочного расчета карданной передачи.

8 Лабораторная работа № 8. Расчет рулевого управления

Цель работы: получить навыки расчета рулевого управления, состоящего из рулевого механизма, привода и усилителя руля.

Оборудование: автомобиль Volvo 760, автомобиль ГАЗ-3302, набор инструмента.

Порядок проведения работы.

На рисунке 8.1 показана принципиальная схема рулевого управления (без усилителя), содержащая рулевое колесо 1, посаженное на верхний конец рулевого вала 2, установленного в рулевой колонке 3. Колонка 3 жестко связана с картером 4 рулевого механизма. Картер 4 рулевого механизма закреплен на раме, а рулевая колонка – в кронштейнах внутри салона автомобиля.

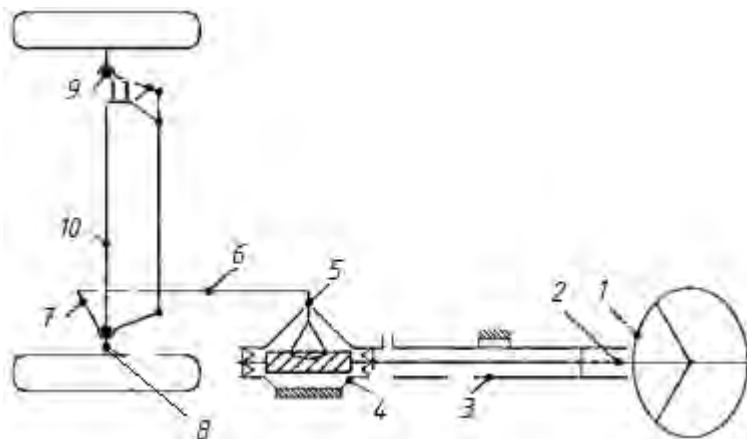


Рисунок 8.1 – Схема рулевого управления

Нижний конец рулевого вала соединен с рулевым редуктором. На выходном валу рулевого редуктора посажена на шлицах сошка 5, которая через продольную тягу 6 соединена с рычагом 7 поворотной цапфы 8. Поворотная цапфа 8 поворачивается вокруг неподвижного шкворня 9, установленного в проушине передней оси 10. Поворот одного колеса вызывает через поворотную трапецию 11 поворот другого колеса.

Для облегчения поворота, а также для обеспечения безопасности движения автомобиля устанавливается усилитель рулевого управления.

Схема рулевого управления определяется назначением автомобиля и условиями его эксплуатации. Оценочными параметрами рулевого механизма служат угловое передаточное число $i_{P.M.}$, КПД и величина зазоров в зацеплении. Под угловым передаточным числом понимают отношение

$$i_{P.M.} = \frac{d\Theta}{d\Omega}, \quad (8.1)$$

где $d\Theta$, $d\Omega$ – элементарные углы поворота рулевого колеса и вала сошки соответственно.

Передаточное число $i_{P.M.}$ может быть определено графически:

$$i_{P.M.} \approx \frac{\Delta\Theta}{\Delta\Omega}, \quad (8.2)$$

где $\Delta\Theta$, $\Delta\Omega$ – малые угловые перемещения рулевого колеса и вала сошки.

Коэффициент полезного действия оценивает величину потерь на трение в рулевом механизме (а также в приводах) и эффект самоторможения, т. е. передачу усилия от управляемых колес на рулевое колесо. Поэтому различают прямой КПД $\eta_{1P.M.}$ (при передаче усилия от рулевого колеса на управляемые колеса) и обратный КПД $\eta_{2P.M.}$ (при передаче усилия от управляемых колес к рулевому колесу). Чем больше прямой КПД, тем совершеннее рулевой механизм и тем легче управлять автомобилем. Прямой и обратный КПД определяются как

$$\eta_{1P.M.} = 1 - \frac{M_{R1}}{M_{\Theta}} \quad \text{и} \quad \eta_{2P.M.} = 1 - \frac{M_{R2}}{M_{\Omega}}, \quad (8.3)$$

где M_{R1} , M_{R2} – моменты трения в рулевом механизме, приведенные к рулевому валу и к валу сошки соответственно;

M_{Θ} – крутящий момент на рулевом колесе;

M_{Ω} – поворотный момент на валу сошки, переданный от управляемых колес.

При проектировании рулевой трапеции автомобиля с одной передней управляемой осью по графику (рисунок 8.2) находят отношение ширины колеи передних колес B и базы автомобиля L_A , которое известно из технического за-



дания. Из выбранного отношения m/n определяют величину x (см. рисунок 8.2). Средняя величина $x = 0,7...0,8$. Угол наклона рычагов рулевой трапеции

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{B}{2L_A}. \quad (8.4)$$

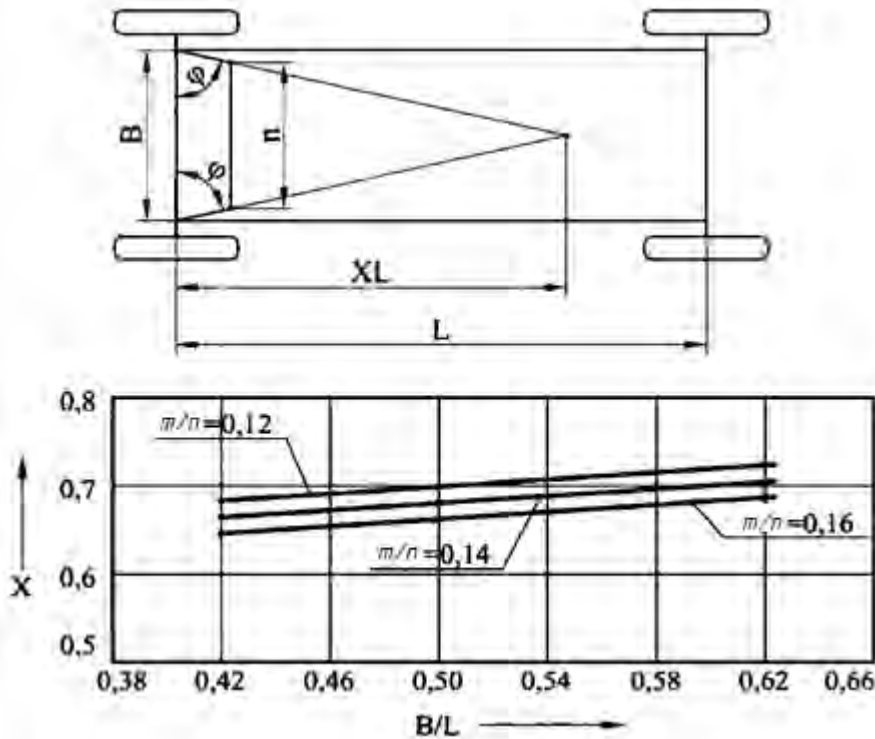


Рисунок 8.2 – Схема для кинематического расчета рулевого привода

Затем определяют величину n из отношения

$$n = \frac{B}{1 + 2 \frac{m}{n} \cdot \cos \varphi}. \quad (8.5)$$

Выражения теоретического радиуса поворота R_T и продольной координаты X' положения центра поворота

$$R_T = \frac{B \cdot \sin \beta}{\sin(\beta - \alpha)} + b; \quad X' = (R_T - b) \cdot \sin \alpha. \quad (8.6)$$

Условием поворота автомобиля без бокового скольжения неуправляемых колес является $X' = X$. Введем обозначение $X'/X = \chi$. Получим

$$\chi = \frac{B \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta}{L_A \cdot \sin(\beta - \alpha)}. \quad (8.7)$$

Чем ближе χ к единице, тем меньше боковое скольжение автомобиля. Прочностной расчет рулевого управления.

Расчетная нагрузка для рулевых управлений определяется по максимально возможному окружному усилию, приложенному к ободу рулевого колеса автомобиля без усилителя:

$$P_p = \frac{M_\Sigma}{R_{OB} \cdot \eta_{TP} \cdot i_p}, \quad (8.8)$$

где R_{OB} – радиус обода рулевого колеса;

i_p – полное передаточное число рулевого механизма.

Для наиболее неблагоприятного случая, когда разница коэффициентов сцеплений под управляемыми колесами окажется значительной (например, $\varphi_L = \varphi_{\max}$, $\varphi = 0$), тормозная сила, развиваемая колесами, уравнивается усилием, приложенным к рулевому колесу.

В соответствии с вышеприведенным усилие на рулевом колесе

$$P_{P.K.} = \frac{P_T \cdot l_T \cdot \eta_{2p}}{R_{OB} \cdot i_p}, \quad (8.9)$$

где l_T – плечо тормозной силы, развиваемой колесами, м.

Предельное значение M_Σ не может превосходить того значения, которое получается при максимальном давлении рабочей жидкости (воздуха) в силовом цилиндре усилителя, и усилия $P_{P.K.}$ на рулевом колесе, равного 500...600 Н.

Содержание отчета.

В отчете указать исходные данные, формулы и результаты проектировочного расчета рулевого управления.

9 Лабораторная работа № 9. Экспериментальное определение коэффициента полезного действия

Цель работы: определить КПД коробки переключения передач (КПП) на различных передачах.

Оборудование: коробка переключения передач, динамометр (2 шт.), набор инструмента, линейка.

Общие сведения.

КПП автомобиля служит для изменений тяговых сил на ведущих колесах автомобиля, скорости его движения, обеспечения движения задним ходом, а также для отключения трансмиссии от двигателя при длительной стоянке автомобиля.



Коэффициент полезного действия является одним из основных показателей совершенства любого механизма, так как он выступает оценочным критерием передачи эффективного преобразования энергии в полезную работу.

В коробке передач потеря энергии происходит за счет различных сопротивлений, связанных с трениями в подшипниках, в зацеплении шестерен и др.

Как известно, КПД – это отношение выходной мощности к входной:

$$\frac{N_1}{N_2} = \eta, \quad (9.1)$$

где N_1, N_2 – входная и выходная мощности.

Мощности N_1, N_2

$$N_1 = M_1 \cdot \omega_1; N_2 = M_2 \cdot \omega_2. \quad (9.2)$$

С учетом уравнений (9.1) и (9.2) получим

$$\eta = N_1/N_2 = \frac{\hat{I}}{i}, \quad (9.3)$$

где \hat{I} – силовое передаточное число;

i – кинематическое передаточное число.

$$\hat{I} = M_1/M_2; i = \omega_1/\omega_2, \quad (9.4)$$

где $N_1, N_2, M_1, M_2, \omega_1, \omega_2$ – соответствующие мощности, моменты и угловые скорости вращения на входном и выходном валах КПП.

Зная передаточные числа КПП на различных передачах и величины подводящих и снимающих моментов, используя вышепредставленные формулы, можно определить КПД.

Принципиальная схема стенда испытаний изображена на рисунке 9.1: 1 – коробка передач автомобиля закреплена на опорной плите 7; 3 – первичный (входной) вал КПП; 4 – выходной вал КПП; 5 – нагрузочные рычаги для измерения нагрузки на первичном и вторичном валах КПП; 6 – динамометры сжатия (2 шт.); 8 – устройство для создания нагрузки на рычаге первичного вала КПП.

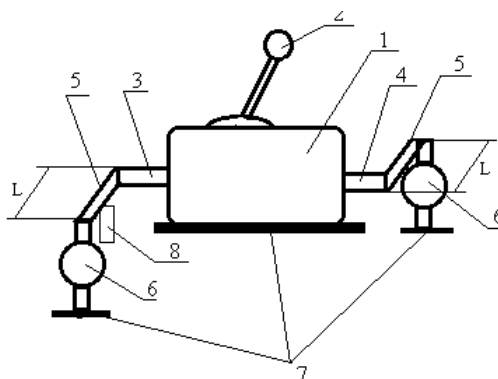


Рисунок 9.1 – Принципиальная схема стенда

Порядок проведения работы.

Установить рычаги на первичном и выходном валах КПП так, чтобы они находились в горизонтальном положении, при котором они опираются на опорную плиту. Рычаги связаны с первичным и выходным валами КПП посредством динамометров сжатия.

Создавая нагрузку на рычаге первичного вала КПП с помощью динамометров сжатия можно определять величины сил, действующих на рычаги первичных и вторичных валов. Зная силы и длину рычагов, можно определить входной и выходной моменты КПП.

Результаты измерений на разных передачах свести в таблицу 9.1.

Таблица 9.1 – Результаты испытаний

Передача	Сила на входе P_1	Плечо силы L_1	Сила на выходе P_2	Плечо силы L_2	Кинематическое передаточное число i	КПД η
1						
...						

Рассчитать коэффициент полезного действия на каждой передаче по формуле

$$\eta = P_2 \cdot L_2 / P_1 \cdot L_1 \cdot i. \quad (9.5)$$

При анализе результатов лабораторных исследований указать потери, которые не учтены при определении КПД.

Содержание отчета.

Отчет должен содержать: цель работы; схему экспериментальной установки; таблицу результатов измерений и расчетов; выводы по всем пунктам проделанной работы.

10 Лабораторная работа № 10. Расчет тормозного привода

Цель работы: экспериментально проверить влияние профиля разжимного кулачка и конструкции опорного устройства на развиваемую величину тормозного момента барабанного тормоза грузового автомобиля.

Оборудование: тормозной стенд, тормозной механизм автомобиля МАЗ-5551, набор инструмента, динамометр, домкрат.

Общие сведения.

В тормозных механизмах грузовых автомобилей для привода колодок используют разжимные кулачки. Чтобы суммарное усилие, действующее на концы колодок, не зависело от угла поворота кулачка, профили поверхности раз-



жимающего устройства необходимо спроектировать соответствующим образом.

Тормозной стенд (принципиальная схема стенда представлена на рисунке 10.1) содержит: разжимной кулачок 1; суппорт тормозного механизма 2; рычаг поворота разжимного кулачка 3; домкрат 4; динамометр 5; датчик измерения тормозного момента 6; опорное устройство тормозных колодок 7; рычаг формирования тормозного момента 8; тормозной барабан 9; блок питания датчика 10; осциллограф 11.

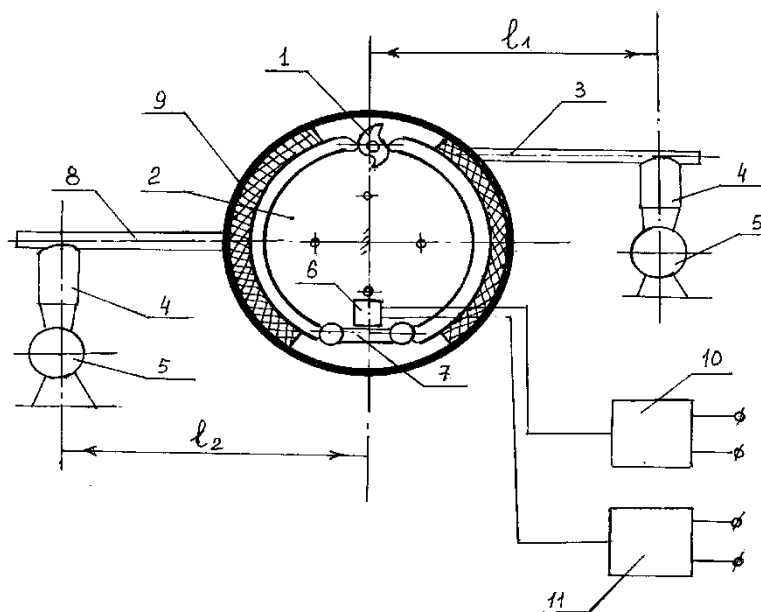


Рисунок 10.1 – Принципиальная схема стенда

Порядок проведения работы.

1 Установить исследуемый профиль разжимного кулачка в суппорт тормозного механизма.

2 Произвести настройку осциллографа и датчика тормозного момента для произведения записи.

3 Произвести запись изменения тормозного момента на осциллографе в зависимости от угла поворота разжимного кулачка и обработку результатов испытаний.

4 Установить следующий профиль кулачка и выполнить повторно пп. 2 и 3.

5 Заменить конструкцию опорного устройства колодок тормоза и произвести повторные испытания согласно пп. 1–3.

Содержание отчета.

Отчет должен содержать: цель работы; принципиальную схему тормозного стенда; графики изменения тормозных моментов, полученных на основе обработки осциллограмм записи тормозного момента, в зависимости от угла поворота разжимного кулачка различных конструкций; выводы по результатам исследований.

11 Лабораторная работа № 11. Определение углов поворота карданной передачи

Цель работы: определить кинематические и силовые передаточные числа карданной передачи.

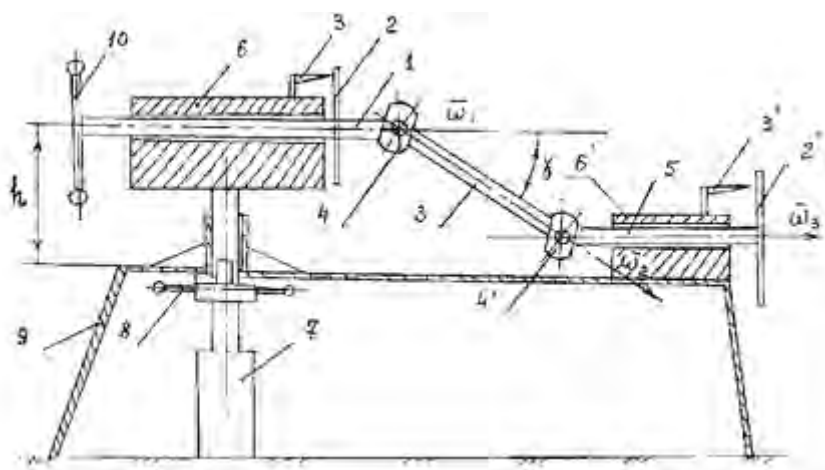
Оборудование: стенд для определения передаточных чисел карданных передач, карданная передача автомобиля ГАЗ-3307.

Общие сведения.

Карданная передача в автомобиле служит для передачи крутящего момента между валами, оси которых не лежат на одной прямой. Обычно оси валов пересекаются под углами $15 \dots 40^\circ$, величины которых не являются постоянными.

Для определения кинематических и силовых передаточных чисел используется стенд для исследований карданных передач (рисунок 11.1), содержащий: 1 – ведущий карданный вал; 2 и 2' – градуированные лимбы для замеров углов поворота ведущего и ведомого валов карданной передачи; 3 и 3' – указатели углов поворота ведущего и ведомого валов карданной передачи; 4 и 4' – шарниры карданной передачи; ведомый карданный вал; 5 – опорное устройство ведущего кардана; 6 – механизм изменения положения ведущего карданного вала по высоте h (высота изменяется параллельным переносом оси ведущего карданного вала); 7 – рукоятка изменения; 8 – станина стенда; 9 – рукоятка поворота ведущего карданного вала.

Способ измерения крутящих моментов на ведущем и ведомом валах карданной передачи осуществляется с помощью дополнительных рычагов и динамометров растяжения-сжатия, укрепленных на концах ведущего и ведомого валов карданной передачи.



ω_1 – вектор угловой скорости вращения ведущего карданного вала; ω_2 – вектор угловой скорости вращения промежуточного карданного вала; ω_3 – угловая скорость вращения ведомого карданного вала; γ – угол между осями карданных валов

Рисунок 11.1 – Схема стенда испытаний карданной передачи

Порядок проведения работы.

1 Установить начальный угол γ с помощью устройства 7, поворачивая вал 1 на определенные углы, производя одновременную регистрацию угла поворота вала 5 с помощью устройств 2 и 2', 3 и 3'.

2 Построить графики зависимости углов поворота ведомого от ведущего валов.

3 На основании полученного графика построить график изменения кинематического передаточного отношения карданной передачи, используя формулу

$$i = \omega_1 / \omega_5 . \quad (11.1)$$

4 Используя значения изменения угла γ , построить график изменения передаточного отношения, рассчитанного по формуле

$$i = 1 / \cos^2 \gamma . \quad (11.2)$$

5 Для каждого значения γ построить графики, определяющие функциональную зависимость вида

$$\alpha_1 - \alpha_2 = F(\alpha_1) . \quad (11.3)$$

6 С помощью домкрата создать усилие на рычаге, укрепленном на конце ведущего вала карданной передачи, при одновременном замере усилия на ведомом и ведущем валах с помощью динамометров сжатия.

7 Построить график изменения усилий на ведомом валу от усилия на ведущем валу.

8 На основании полученных измерений усилий построить график изменения силовых передаточных чисел при различных углах изменения γ .

9 Построить график изменения КПД карданной передачи.

Содержание отчета.

Отчет должен содержать: цель работы; схему экспериментальной установки; графики результатов исследований; выводы по результатам проведенной работы.



12 Лабораторная работа № 12. Экспериментальное исследование рулевого управления

Цель работы: проверить правильность угла установки бокового рычага равнобочной рулевой трапеции путем сравнения экспериментальных и теоретических зависимостей углов поворота управляемых колес легкового автомобиля.

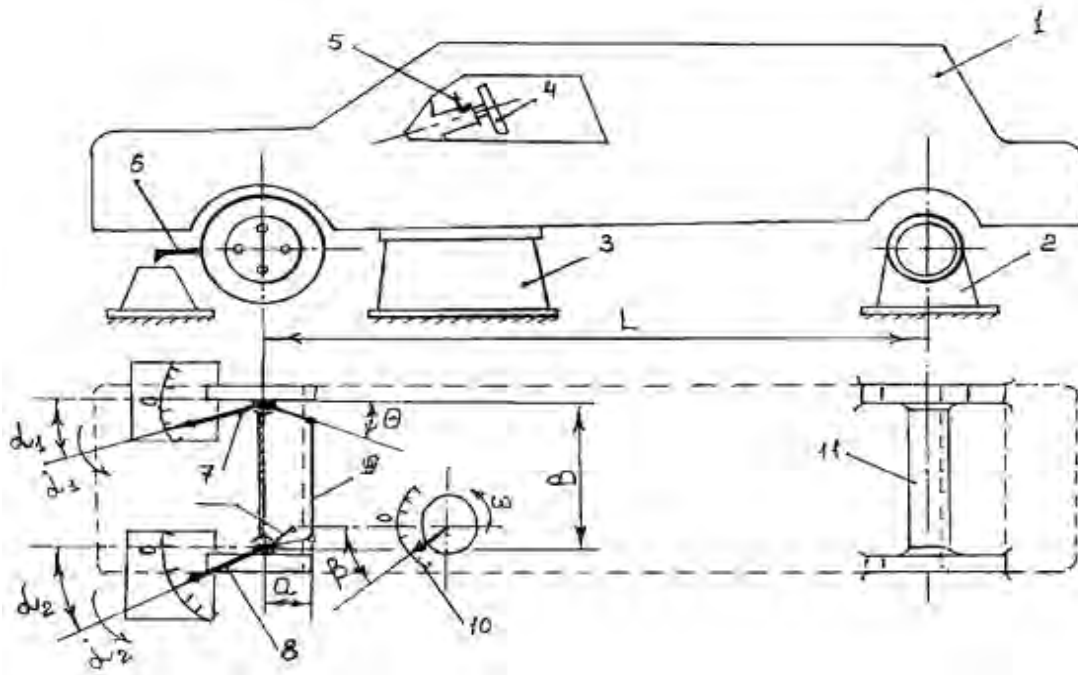
Оборудование: автомобиль Volvo 760, набор инструмента, рулетка.

Общие сведения.

Для обеспечения «чистого» качения колес при повороте автомобиля широкое распространение в механизмах рулевого управления получила равнобочная рулевая трапеция.

Известно, что необходимым условием «чистого» качения колес автомобиля на повороте является наличие мгновенного центра скоростей (рисунок 12.1), который, без учета сложного деформированного состояния шин, должен располагаться на линии задней оси автомобиля. В то же время местоположение и существование мгновенного центра скоростей P_v во многом зависит от скорости движения автомобиля, характеристик шин и угла установки боковых рычагов равнобочной рулевой трапеции Θ , значение которой определяется геометрическими параметрами автомобиля.

Для проверки точности углов установки боковых рычагов равнобочной рулевой трапеции используется экспериментальная установка на базе легкового автомобиля (рисунок 12.1).



Θ – угол установки бокового рычага равнобочной рулевой трапеции

Рисунок 12.1 – Схема стенда испытаний рулевого привода

Стенд испытаний содержит: кузов автомобиля 1; опору заднего моста 2; опору кузова 3; рулевое колесо 4; измерительное устройство поворота рулевого колеса 5; указатели углов поворота управляемых колес 6; приспособление регистрации углов поворота правого управляемого колеса 7; приспособление регистрации углов поворота левого управляемого колеса 8; рулевую трапецию 9; лимб угла поворота рулевого колеса 10; задний мост 11.

Порядок проведения работы.

Экспериментальные исследования.

1 Установить поворот управляемых колес и рулевого колеса автомобиля в исходное положение «нуль».

2 Произвести замеры основных габаритных размеров автомобиля В и L (см. рисунок 12.1).

3 Произвести замеры геометрических параметров рулевой трапеции.

Вращением рулевого колеса в интервале от $0 \dots 30^\circ$ с шагом 5° произвести замеры углов поворота α_1 правого и левого α_2 колес автомобиля (рисунок 12.2).

Результаты измерений представить в виде зависимости $\alpha_1 = f(\alpha_2)$.



Рисунок 12.2 – Экспериментальный график зависимости углов поворота управляемых колес автомобиля

Теоретические исследования.

1 Из рассмотрения кинематики поворота автомобиля вывести уравнение, определяющее взаимосвязь между углами поворота правого и левого колес автомобиля.

2 На основе полученной формулы построить график (рисунок 12.3).

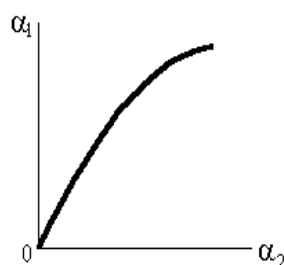


Рисунок 12.3 – Теоретический график зависимости углов поворота управляемых колес автомобиля

Содержание отчета.

Отчет должен содержать: цель работы; схему экспериментальной установки; графики теоретических и экспериментальных исследований; заключение о выборе угла установки бокового рычага трапеции; оценку погрешности результатов экспериментальных и теоретических исследований; вывод по всем пунктам проделанной работы.

13 Лабораторная работа № 13. Определение момента и коэффициента трения тормозного механизма

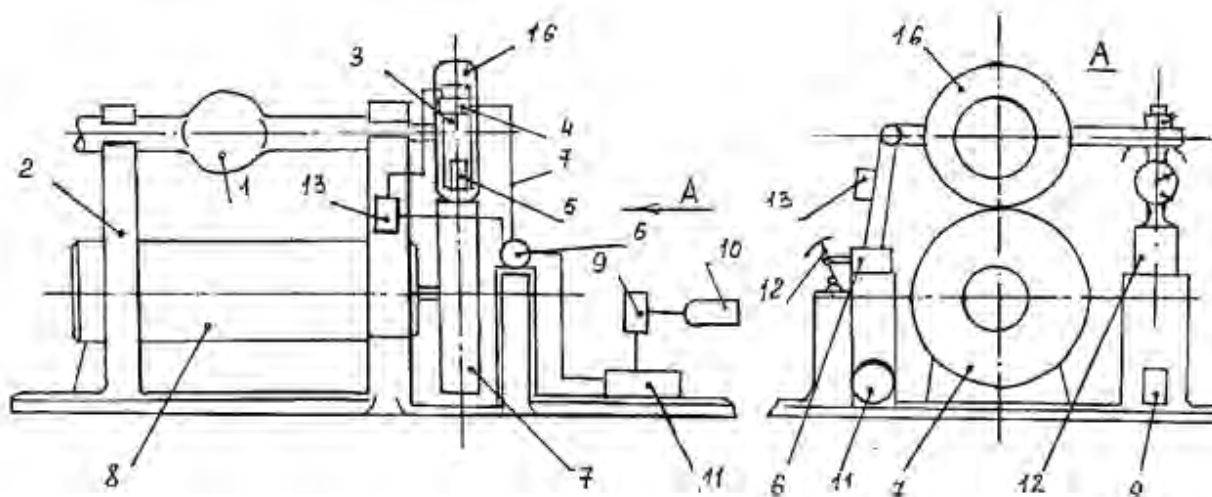
Цель работы: определить тормозной момент и коэффициент трения колеса с опорной поверхностью маховой массой.

Оборудование: тормозной стенд, тормозной механизм автомобиля ВАЗ-2106, динамометр, домкрат.

Общие сведения.

Эффективность тормозов мобильных машин оценивается тормозным путем и величиной установившегося замедления при торможении. В свою очередь путь торможения и величина замедления зависят от формируемого в тормозе тормозного момента и возможности его реализации в точке контакта с опорной поверхностью. В конечном итоге путь торможения при всех прочих равных условиях зависит от коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью.

Тормозной стенд (принципиальная схема стенда представлена на рисунке 13.1).



1 – задний мост; 2 – рама крепления моста; 3 – тормозной шит; 4 – рабочий цилиндр тормоза; 5 – датчик; 6 – главный тормозной цилиндр; 7 – маховая масса; 8 – электродвигатель; 9 – гидронасос; 10 – электродвигатель привода гидронасоса; 11 – гидроаккумулятор; 12 – домкрат; 13 – золотниковый механизм; 14 – динамометр; 15 – винт; 16 – колесо

Рисунок 13.1 – Принципиальная схема тормозного стенда

Порядок проведения работы.

1 С помощью домкрата и динамометра произвести тарировку датчика тормозного момента, наращивая тормозной момент с определенным шагом.

2 С помощью устройства изменения вертикальной нагрузки на колесо установить начальную загрузку.

3 Произвести пуск электродвигателя стенда для получения необходимой угловой скорости вращения колеса.

4 С помощью педали привода торможения произвести процесс торможения колеса с регистрацией сигналов тормозного момента с датчика на осциллографе.

5 Произвести повторные замеры, изменив вертикальную нагрузку на колесо.

6 Произвести обработку осциллограмм тормозных моментов и угловых скоростей вращения колеса и маховой массы.

7 Произвести расчеты по определению коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью.

Содержание отчета.

Отчет должен содержать: цель работы; принципиальную схему тормозного стенда; графики изменения тормозных моментов, полученных на основе записи осциллограмм, в зависимости от угла поворота разжимного кулачка различных конструкций; выводы по результатам исследований.

14 Лабораторная работа № 14. Расчет подвески

Цель работы: получить навыки расчета элементов подвески автомобиля.

Оборудование: автомобиль ГАЗ-3302, набор инструмента, линейка.

Общие сведения.

При расчете подвески на прочность определяются жесткость, прогибы и напряжения в упругих устройствах, которые испытывают наибольшие динамические нагрузки из всех устройств подвески во время движения автомобиля по неровной дороге.

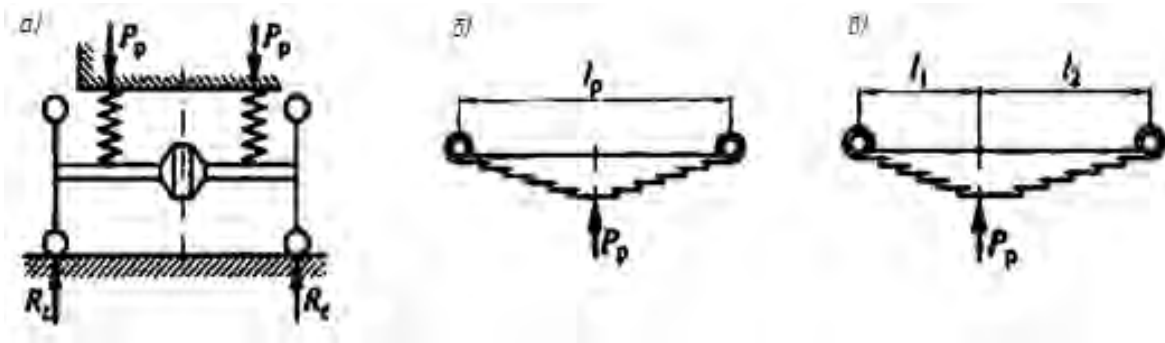
Значения указанных параметров зависят от типа подвески, типа упругого устройства и нагрузки, действующей на упругое устройство.

Зависимая подвеска. Нагрузка P_P (рисунок 14.1, а) на листовую рессору зависит от нормальной реакции R_Z , равной нагрузке на колесо, и веса неподдресоренных масс $G_{H.M}$:

$$P_P = R_Z - 0,5G_{H.M}. \quad (14.1)$$

В этом случае прогиб рессоры равен перемещению колеса относительно кузова автомобиля.





a – однорычажная подвеска; *б* – симметричная рессора; *в* – несимметричная рессора

Рисунок 14.1 – Схемы для определения нагрузок (*a*) и расчета рессор (*б*, *в*) зависимых подвесок

Симметричная рессора (рисунок 14.1, *б*). Жесткость рессоры

$$c_p = \frac{P_p}{f_p} = \frac{E \cdot n_p \cdot b \cdot h^3}{4 \cdot \delta \cdot l_p^3}; \quad (14.2)$$

прогиб рессоры

$$f_p = \frac{\delta \cdot l_p^3 \cdot P_p}{4 \cdot E \cdot n_p \cdot b \cdot h^3}; \quad (14.3)$$

напряжения изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{1,5l_p \cdot P_p}{n_p \cdot b \cdot h^3}, \quad (14.4)$$

где E – модуль упругости при растяжении;

n_p, l_p – число листов и длина рессоры соответственно;

h, b – толщина и ширина листа рессоры соответственно;

δ – коэффициент прогиба рессоры (меньшие значения – для рессор с двумя коренными листьями), $\delta = 1,25 \dots 1,4$.

Несимметричная рессора (рисунок 14.1, *в*). Жесткость рессоры

$$c_p = \frac{E \cdot n_p \cdot b \cdot h^3}{4 \cdot \delta \cdot l_p^3}; \quad (14.5)$$

прогиб рессоры

$$f_p = \frac{4\delta \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{l_p \cdot n_p \cdot b \cdot h^3}; \quad (14.6)$$

напряжения изгиба

$$\sigma_{изз} = \frac{6l_1 \cdot l_2 \cdot P_p}{l_p \cdot n_p \cdot b \cdot h^3}, \quad (14.7)$$

где l_1, l_2 – плечи изгиба рессоры.

Ограничители хода колес (буфера). В зависимых подвесках резиновые буфера ограничивают ход колес вверх, исключают жесткие удары неподрессоренных масс в несущую систему автомобиля и изменяют жесткость подвески. Эти буфера работают на сжатие, при расчете определяется их жесткость.

Жесткость буфера при одинарной рессоре

$$c_B = c_p \cdot \frac{f_{cm}}{f_B} \cdot \left(k_D - \frac{f_D}{f_{cm}} - 1 \right); \quad (14.8)$$

при рессоре с подрессорником

$$c'_B = (c_p + c'_П) \cdot \frac{f'_p}{f_B} \cdot \left(k_D - \frac{f_D}{f_{CT}} - 1 \right), \quad (14.9)$$

где f_B – прогиб буфера, $f_B = 0,75h_B$;

h_B – высота буфера;

k_D – коэффициент динамичности, $k_D = 1,8 \dots 2,5$;

f_{CT}, f_D, f_P – статический и динамический прогибы рессоры и полный прогиб рессоры с подрессорником соответственно.

Содержание отчета.

В отчете указать исходные данные, формулы и результаты проектировочного расчета подвески автомобиля.



15 Лабораторная работа № 15. Экспериментальное исследование подвески автомобиля

Цель работы: оценить качество эффективности подвески легкового автомобиля.

Оборудование: автомобиль Volvo 760, осциллограф, линейка.

Общие сведения.

Подвеска смягчает удары и толчки, возникающие при наезде колес на неровности дороги, и гасит колебания кузова автомобиля. В подвесках различают три основные части: упругие элементы, направляющие устройства и амортизаторы. В подвеску некоторых легковых автомобилей входит также стабилизатор поперечной устойчивости. Упругие элементы так же, как и пневматические шины, смягчают передаваемые кузову удары и толчки и тем самым позволяют увеличить скорость движения, улучшают комфортабельность езды и повышают долговечность автомобиля. Направляющие устройства обеспечивают вертикальное перемещение колес, а амортизаторы – быструю диссипацию энергии колебаний.

Подвеска может быть зависимой и независимой. Тип подвески зависит от конструкции оси: если ось неразрезная, то подвеску называют зависимой, а если разрезная – независимой. При установке независимой подвески вертикальные перемещения одного колеса не отражаются на вертикальных перемещениях и наклоне другого. Листовая рессора (рисунок 15.1) состоит из нескольких стальных закаленных листов различной длины.

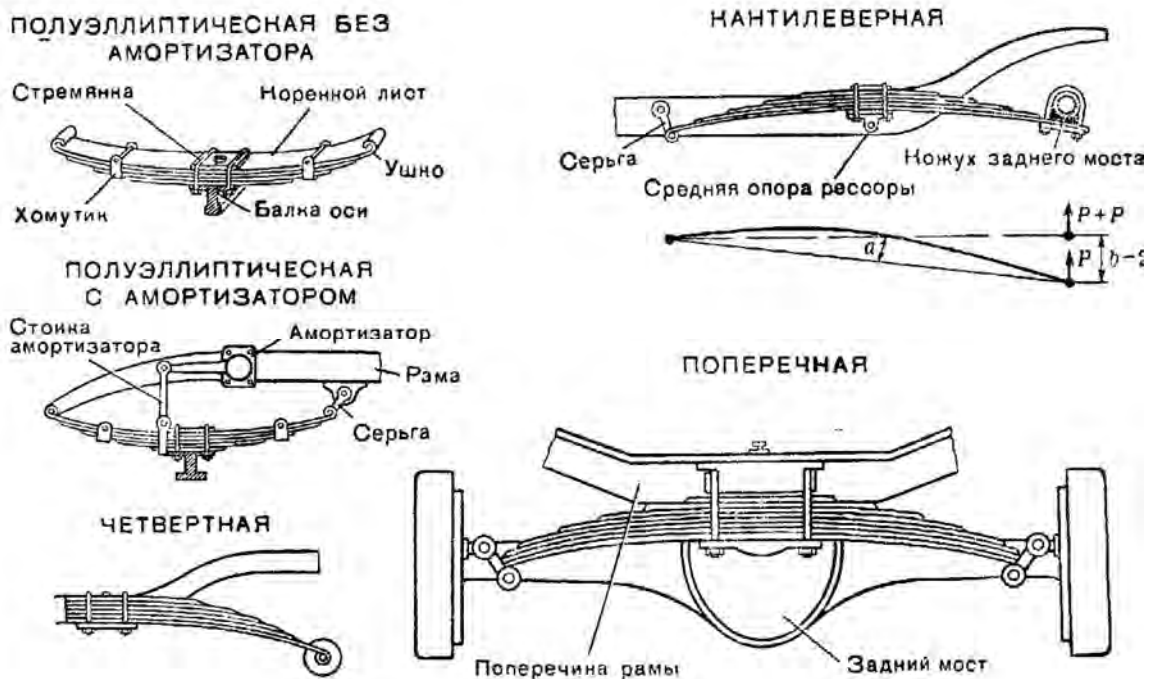


Рисунок 15.1 – Конструкции рессорных подвесок автомобиля

В практике расчета подвески полагают, что она должна обеспечивать частоту затухающих колебаний в пределах $10 \dots 15$ рад/с и коэффициент динамичности $\varphi = 1,2 \dots 1,5$. В последующем на основании заданной частоты и коэффициента динамичности определяют рабочий ход колеса h_p (обычно h_p должен быть не менее $100 \dots 150$ мм – для грузовых и не менее $60 \dots 80$ мм – для легковых автомобилей).

Схема стенда испытаний изображена на рисунке 15.2.

Задняя ось кузова легкового автомобиля может быть шарнирно установлена на опоре 2 переднего или заднего моста, благодаря чему корпус имеет возможность совершать вращательное движение относительно передней или задней оси автомобиля. Опора B представляет собой передний мост автомобиля с упругими элементами подвески 3 и амортизаторами 4; опора A – задний мост с упругими элементами и амортизаторами.

Датчик перемещения 5 может быть помещен в передней или задней части кузова автомобиля.

Колебания точек передней и задней частей регистрируются осциллографом.

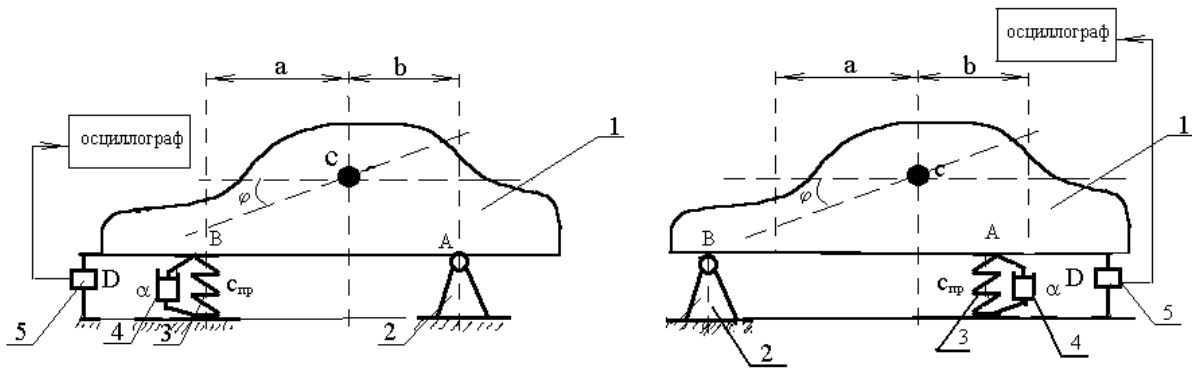


Рисунок 15.2 – Схема стенда испытаний подвесок

Порядок проведения работы.

1 Произвести тарировку упругих элементов с помощью устройства и определить коэффициенты жесткости упругих элементов подвески.

2 Настроить осциллограф и датчики перемещений, определить частоты затухающих колебаний точек передней и задней частей автомобиля.

3 Определить частоты колебаний на основании формулы

$$k = \sqrt{\frac{2c_{1,2}}{M_{1,2}}} . \quad (15.1)$$

4 Сравнить полученные частоты с частотами экспериментальных затухающих колебаний.

5 Определить статический ход колес по формуле

$$h_{-1,2} = \frac{g}{k^2} . \quad (15.2)$$

6 Определить динамический ход колес по формуле

$$h_p = \varphi h_c. \quad (15.3)$$

7 Проверить рабочий ход колес переднего и заднего мостов по условию непробивания при резком торможении автомобиля по формуле

$$h_p \geq h_c \varphi_{\max} \frac{h_g}{a}, \quad (15.4)$$

где φ_{\max} – максимальный коэффициент сцепления колес с дорогой, $\varphi_{\max} = 0,87$;
 h_g – высота центра тяжести автомобиля;
 a – соответствующее расстояние от передней оси (задней) до центра тяжести автомобиля.

Содержание отчета.

Отчет должен содержать: цель работы; схемы экспериментальных установок; выводы по всем результатам проделанной работы.

16 Лабораторная работа № 16. Определение момента инерции колеса

Цель работы: определить момент инерции колеса экспериментальным способом.

Оборудование: автомобиль ГАЗ-3302, набор инструмента, линейка, штангенциркуль.

Порядок выполнения работы.

Используемое в установке колесо можно представить как совокупность тел простой формы (рисунок 16.1), диска радиусом R_1 , толщины l_1 , обода толщины l_2 с внешним и внутренним радиусами R_2 , R_1 , двух малых тел C_1 и C_2 , расположенных на расстоянии R_3 от оси, цилиндра, имеющего радиус R_4 и толщину l_3 . Для всех этих тел момент инерции можно рассчитать.

Момент инерции диска массы m_d относительно оси

$$J_d = \frac{1}{2} m_d \cdot R_1^2, \quad (16.1)$$

а для обода массы $m_{об}$

$$J_{об} = \frac{1}{2} m_{об} \cdot (R_1^2 + R_2^2). \quad (16.2)$$



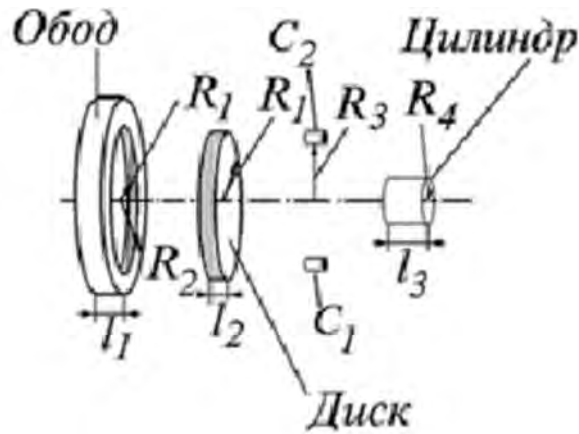


Рисунок 16.1 – Схематичное представление колеса в виде совокупности тел простой формы

Учитывая, что диск, обод и цилиндр сделаны из одного материала с определенной плотностью, получаем окончательно выражение для момента инерции колеса

$$J_{об} = \frac{1}{2} \pi \cdot \rho \cdot l_2 \cdot R_1^4 + \frac{1}{2} \pi \cdot \rho \cdot l_1 \cdot (R_2^4 + R_1^4) + \frac{1}{2} \pi \cdot \rho \cdot l_3 \cdot R_1^4 + m_c \cdot R_3^2, \quad (16.3)$$

где m_c – суммарная масса тел C_1 и C_2 .

С помощью штангенциркуля и линейки определяют геометрические размеры каждой выделенной части колеса по несколько раз. Результаты измерений заносят в таблицу.

Содержание отчета.

Отчет должен содержать: цель работы; схемы экспериментальных установок; выводы по всем результатам проделанной работы.

17 Лабораторная работа № 17. Определение момента инерции кузова

Цель работы: определить момент инерции корпуса легкового автомобиля.

Оборудование: автомобиль Volvo 760, осциллограф, набор инструмента, динамометр.

Общие сведения.

Момент инерции автомобиля является одним из важных показателей компоновки автомобиля.

К компоновке автомобиля предъявляются следующие требования:

– обязательное соответствие весовых и размерных параметров автомобилей государственному стандарту на автомобильные дороги;

- максимальное использование габаритов под размещение универсальной грузовой платформы;
- унификация конструкций по основным узлам и агрегатам с автомобилями массового производства.

Кроме того, у этих автомобилей должны быть:

- высокие показатели по устойчивости и плавности хода при движении с большими скоростями по дорогам с твердым покрытием и вне дорог;
- высокие геометрические и тяговые параметры проходимости.

Коэффициент распределения масс вдоль продольной оси автомобиля, являющийся показателем распределения масс, определяется по формуле

$$\varepsilon_y = \frac{J_y}{M \cdot a \cdot b}, \quad (17.1)$$

где J_y – момент инерции автомобиля относительно поперечной оси;

M – масса автомобиля;

a, b – расстояния от центра масс до передней и задней осей автомобиля.

Если ε_y равна или близка к единице, то согласно теории автомобиля принято, что компоновка автомобиля оптимальна с точки зрения независимости колебаний подрессоренных масс переднего и заднего мостов.

Схема установки кузова автомобиля представлена на рисунке 17.1.

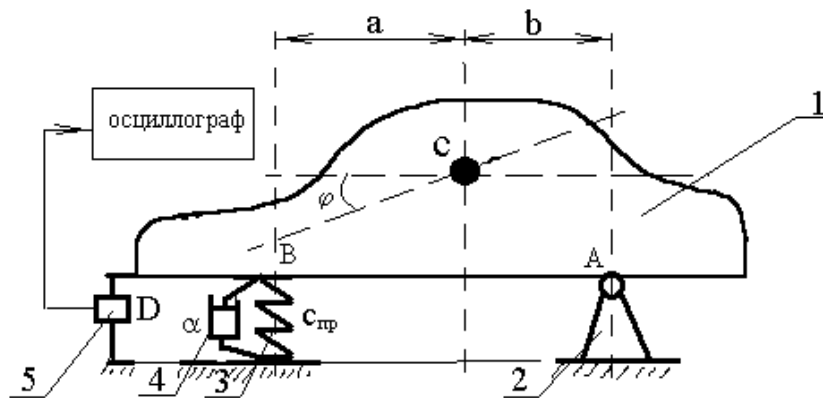


Рисунок 17.1 – Схема установки кузова автомобиля

Задняя ось кузова легкового автомобиля 1 шарнирно закреплена на опоре 2 , благодаря чему корпус машины имеет возможность совершать вращательное движение; опора B представляет собой передний мост автомобиля с упругими элементами подвески 3 и амортизаторами 4 .

В точке C корпуса автомобиля закреплен верхний конец датчика перемещения 5 , расположенный в точке D , нижний конец закреплен к неподвижному основанию.

Сигнал перемещений точки D регистрируется осциллографом.

Порядок проведения работы.

1 Установить корпус автомобиля на динамометры сжатия и по измеряемым усилиям определить его вес.

2 Измерить расстояние между опорами, на которых установлены динамометры сжатия.

Составить уравнение статического равновесия

$$\Sigma M_{A(B)} (F) = 0.$$

Из формулы (17.1) определить положение центра тяжести корпуса автомобиля.

Из осциллограммы записи колебаний (рисунок 17.2):

1) определить период колебаний T и δ_i, δ_{i+1} ;

2) определить коэффициент затухания колебаний по формуле

$$n = \frac{1}{T} \ln \frac{2\delta_1}{\delta_{i+1}}; \quad (17.2)$$

3) вычислить частоту собственных колебаний по формуле

$$k = \sqrt{\frac{C_{\text{п.}}}{M}}, \quad (17.3)$$

где $C_{\text{п.}}$ – приведенный коэффициент жесткости пружин подвески,

$$C_{\text{п.}} = 2 \cdot C; \quad (17.4)$$

C – коэффициент жесткости цилиндрической пружины подвески;

M – масса корпуса автомобиля;

4) определить частоту затухающих колебаний корпуса автомобиля по формуле

$$k^* = \sqrt{k^2 + n^2}; \quad (17.5)$$

5) определить момент инерции корпуса автомобиля относительно оси вращения, проходящей через точку опоры A , по формуле

$$J_A = \sqrt{\frac{C_{\text{п.}}}{k^{*2}}}; \quad (17.6)$$



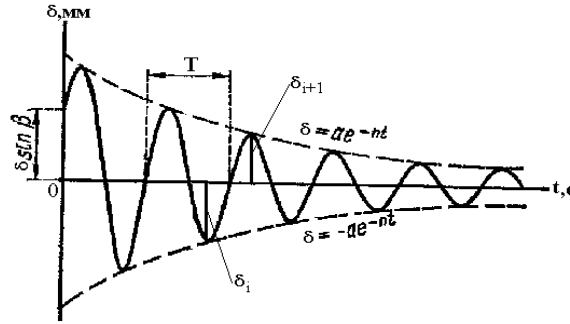
б) определить момент инерции относительно оси, проходящей через центр масс (главная ось инерции), по формуле

$$J_C = J_A - M \cdot l^2, \quad (17.7)$$

где l – расстояние от точки опоры A до точки D ;

M – масса корпуса автомобиля.

Определить коэффициент распределения масс по формуле (17.1).



β – угол начальной фазы колебаний; T – период колебаний; δ – линейное перемещение точки D корпуса (см. рисунок 17.1); δ_1 и δ_{i+1} – амплитуды перемещений точки C ; n – коэффициент затухания; a – максимальная амплитуда колебаний

Рисунок 17.2 – Фрагмент записи колебаний точки D кузова автомобиля

Содержание отчета.

Отчет должен содержать: цель работы; представление схем экспериментальных установок; представление графиков и осциллограмм; выводы по всем пунктам проделанной работы.

Контрольные вопросы

- 1 Порядок определения коэффициента сопротивления качению методом выбега.
- 2 Порядок расчета кинетической энергии автомобиля.
- 3 Силы, действующие на автомобиль при движении по горизонтальному участку дороги.
- 4 Порядок определения момента трения сцепления.
- 5 Определение силы нажатия пружин в фрикционном сцеплении.
- 6 Определение допустимого износа поверхностей трения фрикционного сцепления.
- 7 Порядок расчета синхронизатора коробки переключения передач.
- 8 Принцип действия инерционного синхронизатора.
- 9 Расчет работы трения синхронизатора.
- 10 Порядок расчета механического привода коробки переключения передач.
- 11 Требования к элементам привода коробок переключения передач.



- 12 Расчет передаточного числа привода коробок переключения передач.
- 13 Порядок расчета главной передачи автомобиля.
- 14 Определение КПД главной передачи.
- 15 Охлаждение главных передач автомобилей.
- 16 Порядок расчета дифференциала.
- 17 Порядок расчета крестовины сателлитов на прочность.
- 18 Выбор количества сателлитов.
- 19 Влияние центробежной силы на критическое число оборотов карданного вала.
- 20 Влияние способа закрепления карданного вала на его жесткость.
- 21 Расчет угла закручивания карданного вала.
- 22 Порядок расчета рулевого управления автомобиля.
- 23 Перечислите оценочные параметры рулевого механизма.
- 24 Определение прямого и обратного КПД рулевого механизма.
- 25 Порядок определения КПД коробки переключения передач экспериментальным способом.
- 26 Порядок определения передаточных чисел коробки переключения передач.
- 27 Способы повышения КПД в существующих коробках переключения передач.
- 28 Влияние профиля разжимного кулака на развиваемую величину тормозного момента.
- 29 Влияние конструкции опорного устройства на развиваемую величину тормозного момента.
- 30 Порядок расчета тормозного привода.
- 31 Порядок определения кинематических передаточных чисел карданной передачи.
- 32 Порядок определения силовых передаточных чисел карданной передачи.
- 33 Порядок определения КПД карданной передачи.
- 34 Порядок проверки правильности установки угла управляемых колес.
- 35 Необходимое условие «чистого» качения колес автомобиля на повороте.
- 36 Вывод формулы «чистого» качения колес автомобиля на повороте.
- 37 Оценка эффективности тормозов мобильных машин.
- 38 Зависимость величины замедления автомобиля от давления в тормозном приводе.
- 39 Зависимость величины замедления автомобиля от вертикальной нагрузки на колесо.
- 40 Определение жесткости симметричной рессоры.
- 41 Влияние характеристик стали в упругих элементах на рабочие параметры подвески.
- 42 Расчет статического и динамического прогибов рессоры.
- 43 Классификация подвесок по типу упругого элемента.
- 44 Порядок определения частоты колебаний подвески.
- 45 Коэффициент динамичности подвески.
- 46 Определение момента инерции колеса.



- 47 Влияние момента инерции колеса на эксплуатационные свойства автомобиля.
- 48 Способы повышения эксплуатационных свойств автомобиля.
- 49 Определение коэффициента распределения масс автомобиля.
- 50 Определение момента инерции автомобиля.
- 51 Влияние коэффициента распределения масс автомобиля на эксплуатационные свойства автомобиля.

Список литературы

- 1 **Березина, Е. В.** Автомобили: конструкция, теория и расчет: учебное пособие / Е. В. Березина. – Москва: Альфамет; ИНФРА-М, 2017. – 320 с.: ил.
- 2 **Савич, Е. Л.** Техническая эксплуатация автомобилей: учебное пособие в 3 ч. Ч. 1: Теоретические основы технической эксплуатации / Е. Л. Савич, А. С. Сай; под общ. ред. Е. Л. Савича. – Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2015. – 427 с.: ил.
- 3 **Савич, Е. Л.** Техническая эксплуатация автомобилей: учебное пособие в 3 ч. Ч. 2: Методы и средства диагностики и технического обслуживания автомобилей / Е. Л. Савич. – Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2015. – 364 с.: ил.
- 4 **Савич, Е. Л.** Техническая эксплуатация автомобилей: учебное пособие в 3 ч. Ч. 3: Ремонт, организация, планирование, управление / Е. Л. Савич. – Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2015. – 632 с.: ил.
- 5 **Власов, В. М.** Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: учебник / В. М. Власов, С. В. Жанказиев, С. М. Круглов; под ред. В. М. Власова. – 13-е изд., стер. – Москва: Академия, 2017. – 432 с.
- 6 **Богатырев, А. В.** Электронные системы мобильных машин: учебное пособие / А. В. Богатырев. – Москва: ИНФРА-М, 2016. – 224 с.

