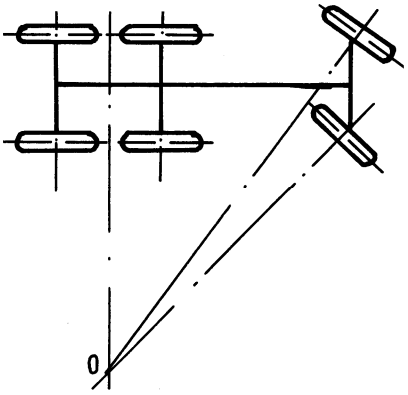
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Курганский государственный университет»
Кафедра «Автомобили»

АВТОМОБИЛИ
ТЕОРИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению лабораторных работ для студентов направления 23.05.01
«Наземные транспортно-технологические средства»



Курган 2016

Кафедра: «Автомобили»

Направление 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»
Дисциплина: «Теория автомобиля и трактора»

Составил: доцент, канд. техн. наук Б.М. Тверсков

Утверждены на заседании кафедры «5» октября 2015г.

Настоящие методические указания составлены путем переработки и дополнения методических указаний с таким же названием (автор Б.М. Тверсков), изданных в 2008 г.

Рекомендованы методическим советом университета «19» декабря 2015 г.

Лабораторная работа № 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВЫХ КАЧЕСТВ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ НА СТЕНДЕ

Цель работы – определить тяговые качества легкового автомобиля.

Оборудование: легковой автомобиль и стенд модели К485Б для испытания легковых автомобилей, изготовленный на опытно-экспериментальном заводе Новгородского производственного объединения «Автоспецоборудование».

Стенд модели К485Б для испытания легковых автомобилей

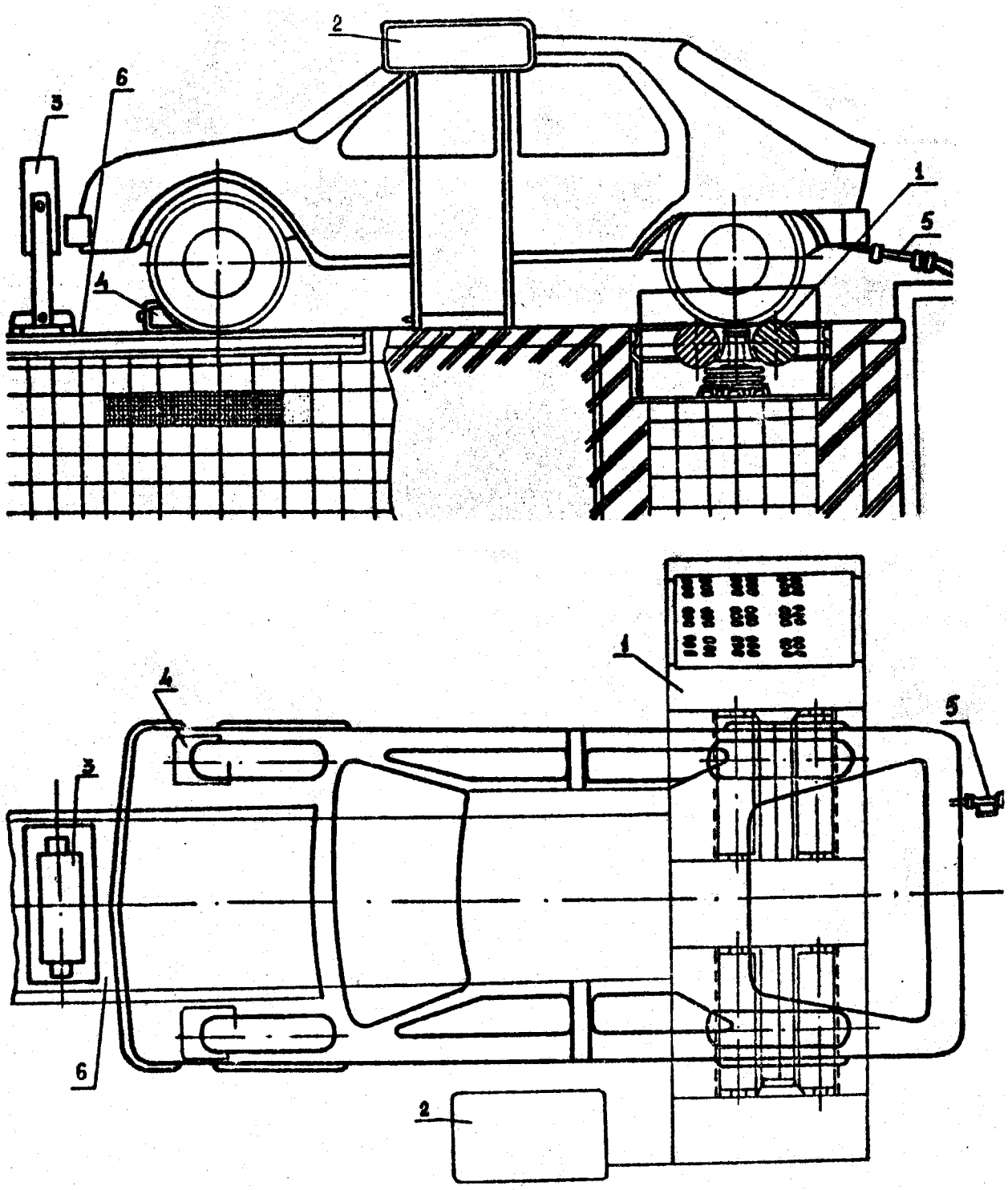
Стенд (рисунок 1) – тяговый автоматизированный, предназначен для диагностирования легковых автомобилей, имеющих массу в снаряженном состоянии до 4000 кг, с колеёй от 700 до 1650 мм путем контроля тяговой силы на колесах, времени разгона, времени выбега, скорости движения.

Стенд может работать в условиях умеренного и холодного климата по категории размещения 4.2 (закрытые отапливаемые помещения) в соответствии с ГОСТ 15150-69 при температуре в помещении от 10 до 35°С, относительной влажности до 80%, атмосферном давлении от 650 до 800 мм рт. ст.

Технические данные стенда

Тип конструкции	стационарный, роликовый
Питание	от трехфазной сети переменного тока напряжением 380 В с частотой 50 Гц
Диапазон измерения тяговой силы, Н (кгс)	от 0 до 2500 (от 0 до 250)
Основная приведенная погрешность измерителя тяговой силы, *%,* не более	± 3
Диапазон измерения скорости автомобиля, км/ч	от 0 до 150
Основная приведенная погрешность измерителя скорости, *%,* не более	± 3
Диапазон измерения интервалов времени разгона и выбега, с	от 1 до 99,9
Потребляемая мощность, кВт, не более	3
Расход сжатого воздуха, $м^3$/ч, не более	I

В основу стенда заложен принцип, когда неподвижный автомобиль вращает с заданной скоростью ведущими колесами ролики стенда, имитирующих дорогу.



1 – опорный ролик; 2 – приборная стойка; 3 – вентилятор; 4 – упор; 5 – шланг; 6 – платформа

Рисунок 1 – Стенд с беговыми роликами

Ролики могут затормаживаться индукторным нагрузочным тормозом, создавая противодействующий момент силы, пропорциональной тяговой силе на ведущих колесах автомобиля, которая измеряется силоизмерительным устройством стенда.

По значениям тяговой силы на ведущих колесах при заданной скорости и по времени разгона до заданной скорости делается вывод о состоянии двига-

теля автомобиля. Потери на качение и в трансмиссии определяются временем свободного качения автомобиля (выбега) от заданной скорости.

Проверка работы системы питания заключается в определении расхода топлива на холостом ходу и под нагрузкой с помощью расходомера топлива.

Кроме двух пар роликов, стенд включает приборную стойку с контрольно-измерительными приборами и дистанционным пультом управления ПДУ, вентилятор для обдува радиатора двигателя автомобиля, упоры для предотвращения произвольного съезда автомобиля с роликов при испытаниях, шланг для отвода выхлопных газов автомобиля.

В качестве измерителя тяговой силы применена силоизмерительная система УСТП-1-200 (Е7), состоящая из датчика 1773 ДСТ-0,2К и преобразователя ПА-I.

Питание силоизмерительной системы током напряжением до 24 В осуществляется от трансформатора.

Сигнал, пропорциональный величине тяговой силы, проходя через фильтр, подается на измерительный стрелочный прибор М2000 (Р2), расположенный на стойке.

При измерении времени разгона и выбега автомобиля измеряется интервал времени от момента достижения автомобилем выбранной начальной скорости до момента достижения выбранной конечной скорости.

Время разгона и выбега измеряется электронным секундомером. Управление электронным секундомером осуществляется прибором ЕI, представляющим собой стрелочный микроамперметр, снабженный двумя подвижными указателями. Каждый из указателей может быть установлен на любое деление шкалы при помощи специальной ручки.

Указатели контактного прибора используются для запуска и остановки секундомера. Контактный прибор ЕI через добавочные резисторы РI, РЗ подключен к тахогенератору Ml. Отклонение его стрелки пропорционально скорости вращения роликов. При помощи указателей производятся установки скоростей, причем $V_{нач.\ разг.} = V_{кон.\ выбега}$ и $V_{кон.\ разг.} = V_{нач.\ выбена}$.

При совмещении стрелки прибора во время измерения скорости с одним из указателей выдается сигнал на пуск или остановку секундомера.

На ПДУ расположены кнопка сброса показаний приборов, обозначенная [ООО], тумблер переключения измерений времени разгона и выбега, переменный резистор с ручкой установки скорости испытаний (км/ч).

На стойке расположены приборы: измеритель тяговой силы, секундомер, измеритель скорости, кнопки переключателей включения вентилятора (три лепестка), включение подъемного устройства (стрелки и вниз и вверх), табло сигнализации включения подъемного устройства.

Стенд обслуживается оператором, знакомым с техническим описанием и инструкцией по эксплуатации стенда, имеющим подготовку по техническому обслуживанию автомобиля и прошедшим инструктаж по безопасности и производственной санитарии технологического оборудования для ремонта и обслуживания автомобильной техники. Инструктаж должен проводиться регулярно.

Рекомендуется соблюдать следующий порядок выполнения работ на стенде:

- прогрев двигателя и трансмиссии до рабочей температуры;
- определение тяговой силы на ведущих колесах автомобиля;
- определение времени разгона и выбега автомобиля.

Для прогрева двигателя и трансмиссии до рабочей температуры необходимо разогнать автомобиль до скорости 40-50 км/ч и поддерживать эту скорость в течение 5 минут. При достижении температуры 85-90 °С открыть жалюзи и включить вентилятор обдува радиатора автомобиля.

Примечание: во избежание съезда автомобиля с опорных роликов не следует резко нажимать на педаль газа.

Символы на кнопках управления ПДУ

↑↓ – включатель подъемника;

□□□ – кнопка сброса показаний измерителя пути на ПДУ;

km/h – ручка установки скорости на ПДУ;

$\frac{200}{KW}$ – положение тумблера для измерения мощности на ПДУ;

$\frac{10}{KN}$ – положение тумблера для измерения силы тяги на ПДУ;

$\overset{<}{\rightarrow}$ положение тумблера «разгон автомобиля» на ПДУ;

$\overset{<}{\leftarrow}$ – положение тумблера «выбег автомобиля» на ПДУ;

X_5 – разъем для подключения вентилятора;

X_2 – разъем для подключения кабеля опорного устройства;

X_3 – разъем для подключения цифрового вольтметра и других контрольно-измерительных приборов;

O – нулевой провод питания;

R, S, T – фазные провода питания;

«УСТО», «ГРУБО», «ТОЧНО» – переменные резисторы для регулировки измерителя силы;

R_6 – потенциометр имитации скорости движения;

S_6 – тумблер для включения потенциометра в измерительную цепь стенда;

I – тумблер для включения потенциометра в положении «Включено»;

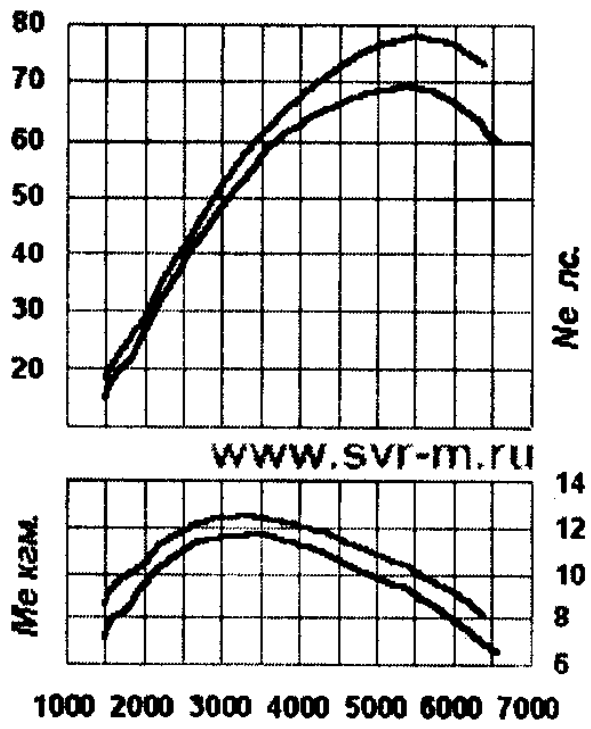
⏚ – болт заземления.

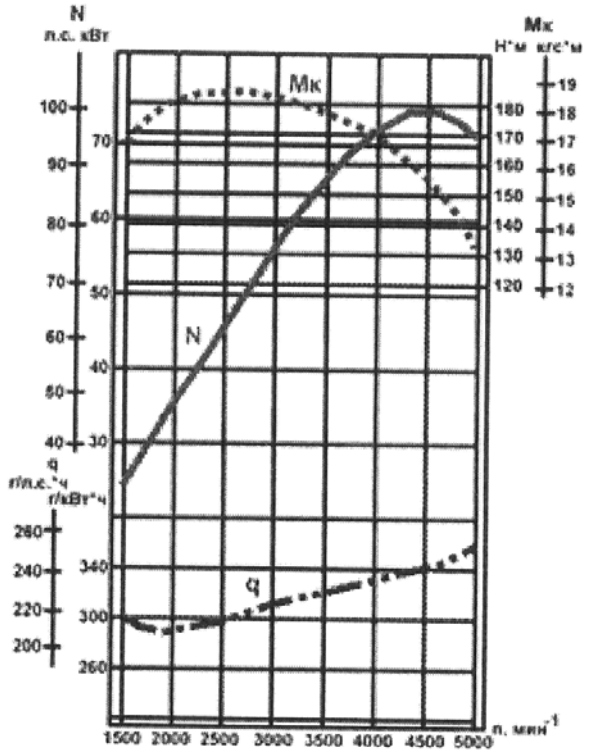
Определение тяговой силы на ведущих колесах автомобиля

Остановить автомобиль, ручку регулятора скорости на ПДУ установить на отметке 80 км/ч. Последовательно переключая передачи, разогнать автомобиль.

После выхода на прямую передачу плавным нажатием довести педаль газа до упора. Вращая ручку «km/h», по указателю установить скорость 80 км/ч.

Записать показания указателей тяговой силы и скорости. Сбросив газ, установить рычаг переключения передач в нейтральное положение и остановить автомобиль.





а *б*

а – ВАЗ-21083; *б* – ГАЗ-31029 Волга

Рисунок 2 - Внешние скоростные характеристики двигателей автомобилей

Эффективная мощность двигателя ВАЗ-21083 на рисунке 2а – 70 л.с. (52,6 кВт) для различных регулировок при 5600 об/мин, максимальный крутящий момент двигателя – 106,4 Н·м при 3400 об/мин.

По приведенному ниже выражению (1) рассчитать частоту вращения коленчатого вала двигателя n_e на четвертой и третьей передачах при скоростях 40, 50, 60, 70 км/ч.

$$n_e = \frac{V \cdot и_{кп} \cdot и_{гп}}{0{,}377 \cdot r_c}, \qquad (1)$$

где V – скорость, км/ч; $и_{кп}$ – передаточное число коробки передач; $и_{гп}$ – передаточное число главной передачи; r_c – статический радиус колеса, м.

ВАЗ 21093: Двигатель – ВАЗ-21083. Передаточные числа коробки передач: 3,626; 1,95; 1,357; 0,941; 0,784. Передаточное число главной передачи – 3,7; шины – 165/70 R13; r_c – 0,28 м.

ГАЗ-3110: N_e = 145 л.с. (107 кВт) при n_e = 5200 об/мин; M_e = 201 Нм при n_e= 4000 об/мин – рисунок 2б. Передаточные числа коробки передач: 3,818; 2,188; 1,304; 1,00; 0,794. Передаточное число главной передачи – 3,9. Шины – 195/65 – 15, r_c = 0,31м.

ГАЗ-31029: N_e = 100 л.с. (73.52 кВт) при n_e = 4500 об/мин; M_e = 182 Нм при n_e= 2400 об/мин. Передаточные числа коробки передач: 3,5; 2,26; 1,45; 1,00; 0,794. Передаточное число главной передачи – 3,9. Шины – 205/70 – 14, r_c = 0,291м.

По приведенному значению крутящего момента и оборотов (выражение 2) рассчитать силу тяги на колесах и скорость на четвертой и третьей передачах. Полученные значения записать в таблицы 1 и 2.

Сила тяги Р равна

$$P = \frac{M_e \cdot и_{кп} \cdot и_{гп} \cdot \eta_{тр}}{r_c}, \qquad (2)$$

где M_e – крутящий момент двигателя, Н.

Полученные данные записать в таблицы 1 и 2.

Таблица 1– Четвертая передача

V км/ч	60	70	80	90
n_e об/мин				
М, Н·м				
Р, Н				

Таблица 2 – Третья передача

V км/ч			
n_e об/мин			
М, Н·м			
Р, Н			

Скорость автомобиля равна

$$V = 0{,}377 \frac{r_c n_e}{и_{кп} \cdot и_{гп}}. \qquad (3)$$

Рассчитанные значения силы тяги сравнить с замеренными на стенде. Построить график зависимости силы тяги на колесах от скорости движения при различных передачах. Мощность двигателя N_e рассчитать по выражению

$$N_e = \frac{P_т \cdot V}{1000 \cdot \eta_{тр}}, \qquad (4)$$

где $P_т$ – замеренная сила тяги на колесах, Н; V – скорость, м/с; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии (0,9).

Полученные значения мощности записать в таблицу 3 и сравнить с мощностью, приведенной в характеристике двигателя.

Таблица 3 – Мощность двигателя, кВт

Передача в коробке передач	Скорость, км/ч				
		60	70	80	90
3					
4					

Определение времени разгона и выбега автомобиля

Установить ручку «km/h» на конечное деление шкалы. Включить тумблер «Разгон-выбег» в положение «Разгон», нажать и отпустить кнопку «Сброс[1]». Последовательным переключением передач разогнать автомобиль до 25 км/ч на

прямой передаче. Произвести интенсивный разгон со скорости 30 км/ч до скорости 90 км/ч. Зафиксировать показания секундомера.

Нажать и отпустить кнопку «сброс» и, не снижая скорости автомобиля 90 км/ч, переключить тумблер в положение «выбег». Выключив передачу, пустить автомобиль в накат. Зафиксировать показания секундомера когда скорость будет 30 км/ч.

Далее установить этот тумблер в среднее (нейтральное) положение, нажать и отпустить кнопку «сброс». Стенд готов для дальнейших испытаний.

Время разгона характеризует, общее техническое состояние автомобиля, мощность двигателя. Время выбега характеризует величину потерь на трение в механизмах силовой передачи и в тормозах, влияющих на топливную экономичность автомобиля. Предельные значения замеренных параметров приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Предельные значения диагностируемых параметров

Автомобиль	Время разгона, с	Время выбега, с
ВАЗ-2105	12	35
ВАЗ-2106	12	30
БАЗ-2121	15	25
ГАЗ-31029	12	28

ОТЧЕТ ПО РАБОТЕ

Отчет по лабораторной работе должен содержать цель проведения работы, описание оборудования, таблицы с полученными результатами при замерах и расчетах, а также время разгона и выбега. Определенные экспериментом силы тяги на различных передачах сравнить с их расчетными значениями. Выводы должны содержать оценку соответствия полученных результатов существующим требованиям к этим параметрам. Отчет оформляет каждый студент отдельно.

Лабораторная работа № 2
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВЫХ КАЧЕСТВ АВТОБУСА НА СТЕНДЕ

Цель работы – определение силы тяги и мощности и на колесах автобуса КАВЗ-3976 методом замера и расчета.

Оборудование: автобус КАВЗ-3976 и тяговый автоматизированный стенд модели К493, изготовленный на опытно-экспериментальном заводе Новгородского производственного объединения «Автоспецоборудование».

Техническая характеристика динамометрического стенда модели К493

диапазон измерения силы тяги, Н	0...10000
мощности, кВт	0...200
скорости автомобиля, км/ч	0...100

Время одного замера не более, мин	5
Потребляемая мощность не более, кВт	5
Напряжение питания электродвигателя, в	380
Давление сжатого воздуха для торможения катков при съезде со стенда, МПа	0.4...1
Редуктор ограничивает давление, МПа	0,6
Масса стенда, кг	4500

Тип стенда – роликовый, силовой с автоматическим регулированием тяговой нагрузки на ведущих колесах автомобиля электрическим индукторным тормозом при заданной постоянной скорости движения. Определяемые параметры – сила тяги, мощность на колесах автомобиля, а также скорость и пройденный путь – показываются соответствующими приборами на приборной стойке, входящей в комплект поставки.

Стенд аналогичен показанному на рисунке 1. Он состоит из следующих узлов и деталей: две пары роликов, между которыми устанавливаются колеса автомобиля. Передняя пара соединена с тормозом и может тормозить колеса автомобиля при испытаниях. Для въезде на стенд и съезда с него ролики удерживаются от вращения подъемным механизмом пневматического типа. К стенду придается приборная стойка, вентилятор для обдува радиатора автомобиля, вытяжная труба для отвода выхлопных газов и тормозящие упоры под передние колеса.

Передние ролики соединены между собой втулочно-пальцевой муфтой. Кроме того, правый ролик соединен с ротором индукторного тормоза. Статор тормоза установлен на подшипниках и может поворачиваться, воздействуя на силоизмерительный датчик. На конце вала ротора установлен тахогенератор, от которого напряжение подается на прибор, показывающий скорость движения автомобиля.

Случайное срабатывание подъемного устройства во время испытаний автомобиля предотвращается специальным реле.

Приборная стойка включает блок приборов, шкаф и пульт дистанционного управления (ПДУ). На левой боковой стенке приборной стойки под крышкой находятся предохранители, а на правой стенке – выключатель сети, болт подключения заземляющего провода, крючок для проводов ПДУ.

Блок приборов содержит: слева – измеритель мощности (кВт), тяговой силы (Н) на колесах автомобиля, установленного на стенде, средний прибор – измеритель условной скорости (км/ч); справа – измеритель пути (м), условно проходимого испытываемым автомобилем.

Символы на кнопках управления ПДУ

↑↓ – включатель подъемника.

□□□ – кнопка сброса показаний измерителя пути на ПДУ;

km/h – ручка установки скорости на ПДУ;

$\frac{200}{KW}$ – положение тумблера для измерения мощности на ПДУ;

$\frac{10}{KN}$ – положение тумблера для измерения силы тяги на ПДУ;

$\overset{<}{\rightarrow}$ – положение тумблера «разгон автомобиля» на ПДУ;

$\overset{<}{\leftarrow}$ – положение тумблера «выбег автомобиля» на ПДУ;

X_5 – разъем для подключения вентилятора;

X_2 – разъем для подключения кабеля опорного устройства;

X_3 – разъем для подключения цифрового вольтметра и других контрольно-измерительных приборов;

O – нулевой провод питания;

R, S, T – фазные провода питания;

«УСТО», «ГРУБО», «ТОЧНО» – переменные резисторы для регулировки измерителя силы;

R_6 – потенциометр имитации скорости движения;

S_6 – тумблер для включения потенциометра в измерительную цепь стенда;

I – тумблер для включения потенциометра в положении «Включено»;

⏚ – болт заземления.

Порядок выполнения работы

Перед началом работы студенты инструктируются о мерах безопасности при выполнении работы, о чем расписываются в специальном журнале.

Категорически запрещается во время испытаний находиться спереди автобуса, а также около опорных катков стенда и в смотровой канаве, т.к. автобус может очень быстро сойти с роликов со всеми вытекающим последствиями. При испытаниях водителю запрещается покидать свое место и отвлекаться, в любой момент он должен быть готов остановить автобус.

Выхлопная труба автобуса должна соединяться с вытяжной трубой. или выводиться за пределы помещения. Попадание выхлопных газов в помещение не допускается. Чтобы автобус мог въехать на стенд, ролики необходимо затормозить. Для этого нужно нажать на кнопку включения подъемника на приборкой стойке. Ролики стенда тормозятся, и въезд становится возможен.

Перед началом испытаний агрегаты автобуса должны быть прогреты, для чего при работающем двигателе нужно включить прямую передачу и без торможения колес индукторные тормозом дать им возможность вращаться на роликах минут 10...15, поддерживая скорость 30...40 км/ч.

Определение пути разгона автобуса

Снизив скорость автобуса до 25 км/ч, установить ручку «км/ч» на ПДУ на отметку 100 км/ч. Тумблер на ПДУ установить в положение «разгон». Нажать и отпустить кнопку сброса на ПДУ.

Интенсивно разогнать автобус, переключая передачи. Последнюю передачу **включить** за 2-3 км/ч до скорости окончания измерения пути разгона – 50 км/ч.

Определение пути выбега автобуса

После разгона автомобиля до скорости 50 км/ч переключить тумблер на ПДУ в положение выбега – <, нажать и отпустить кнопку сброса на ПДУ и выключить передачу. Пустить автомобиль в накат. Когда колеса автомобиля остановятся, списать путь выбега. Установить тумблер ПДУ в среднее положение, нажать и отпустить кнопку сброса.

Сравнить полученную величину пути выбега автобуса с приведенной в таблице 5 для ГАЗ-53А, на базе которого выполнен автобус. Длина выбега исправного автобуса не должна быть меньше указанной в таблице. Уменьшение длины выбега говорит о чрезмерной затяжке подшипников трансмиссионных узлов, касании тормозных колодок о тормозной барабан и т.п.

Таблица 5 – Путь выбега, м

Автомобиль	Путь выбега, не менее.
ГАЗ-53А	50
ГАЗ-5204	59
ЗИЛ-130	56
КамА2-5320	41

Определение силы тяги на ведущих колесах автобуса

1 Ручку установки скорости на ПДУ повернуть до положения сначала до 40 км/ч.

2 Тумблер переключения измерений тягового усилия установить в соответствующее положение.

3 Разогнать автобус переключая передачи. После включения прямой передачи педаль подачи топлива плавно нажать до упора. Определить по прибору силу тяги и сравнить её с расчетной величиной. Если замеренная величина меньше, то двигатель по какой-то причине номинальную мощность не развивает.

4 Провести замеры силы тяги при скоростях 40, 50, 60, 70 км/ч – для прямой передачи и 40, 50 км/ч – для третьей передачи. Полученные данные записать в таблицы 6 и 7.

Таблица 6 – Прямая передача

Скорость км/ч	40	50	60	70
Сила тяги, Н				

Таблица 7 – Третья передача

Скорость км/ч	40	50		
Сила тяги, Н				

На рисунке 3 приведена характеристика двигателя ГАЗ-53, установленного на автобусе КАВЗ-3976 (КАВЗ-685). Максимальная мощность двигателя –

115 л.с. (84,6 кВт) при 3200 об/мин, максимальный крутящий момент двигателя – 29 кг·м (284,4 Н·м) при 2000-2200 об/мин. По этой характеристике рассчитать силы тяги на ведущих колесах. Для этого по приведенному ниже выражению сначала рассчитать частоту вращения коленчатого вала двигателя n_e на четвертой и третьей передачах при скоростях 40, 50, 60, 70 км/ч.

$$n_e = \frac{V \cdot и_{кп} \cdot и_{гп}}{0{,}377 \cdot r},$$

где V – скорость, км/ч; $и_{кп}$ – передаточное число коробки передач (для автобуса КАВЗ-3976 соответственно, начиная с первой: 6,55; 3,09; 1,71; 1,0); $и_{гл}$ – передаточное число главной передачи (для автобуса КАВЗ-3976 – 6,83); $\eta_{тр}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии – 0,9; r – статический радиус качения колеса (для автобуса КАВЗ-3976 – 0,46 м, шина – 8,25-20).

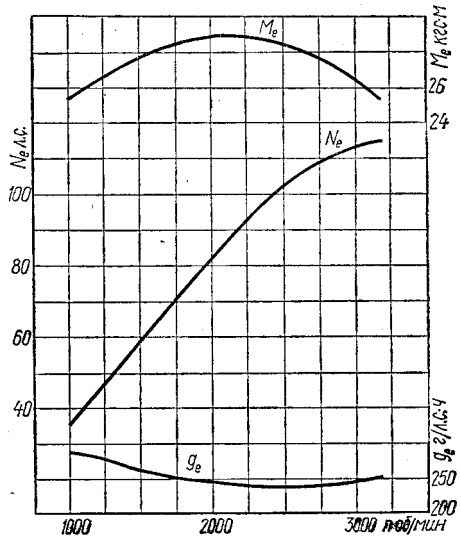


Рисунок 3 – Внешняя скоростная характеристика двигателя ГАЗ-53

Для этих частот вращения коленчатого вала взять на рисунке 3 значения крутящего момента двигателя и рассчитать силу тяги на колесах для четвертой (прямой) и третьей передач. Сила тяги P равна

$$P = \frac{M_e \cdot и_{кп} \cdot и_{гп} \cdot \eta_{тр}}{r},$$

где M_e – крутящий момент двигателя.

Полученные данные записать в таблицы 8 и 9.

Таблица 8 – Прямая передача

V, км/ч	40	50	60	70
n_e, об/мин				
M, Нм				
P, Н				
N_e, кВт				

Таблица 9 – Третья передача

V, км/ч	40	50		
n_e, об/мин				
M, Нм				
P, Н				
N_e, кВт				

Рассчитанные значения силы тяги сравнить с замеренными на стенде.

Мощность двигателя N_e рассчитать по выражению

$$N_e = \frac{P_т \cdot V}{1000 \cdot \eta_{тр}}, \qquad (5)$$

где $P_т$ – замеренная сила тяги на колесах, Н; V – скорость, м/с; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии (0,9).

Полученные значения мощности занести в таблицу 10 и сравнить с мощностью, определённой по внешней скоростной характеристике двигателя.

Таблица 10 – Мощность двигателя, кВт

Передача в коробке передач	Скорость, км/ч				
		40	50	60	70
3					
4					

.

ОТЧЕТ ПО РАБОТЕ

Отчет по лабораторной работе должен содержать цель проведения работы, описание оборудования, таблицы с полученными результатами при замерах и расчетах, оценку соответствия полученных результатов существующим требованиям к этим параметрам. Отчет оформляет каждый студент отдельно.

Лабораторная работа № 3
ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОЗДУХА

Цель работы – определить силу сопротивления воздуха моделей различной формы, рассчитать их коэффициенты сопротивления воздуха *K* и коэффициенты лобового сопротивления C_x.

Оборудование: аэродинамическая труба, устройства для определения силы сопротивления воздуха и скорости воздушного потока в трубе, модели различной формы для испытаний.

Движение автомобиля связано с преодолением сопротивлениея воздуха, на которое при высокой скорости расходуется бóльшая часть мощности двигателя. Сопротивление воздуха складывается из следующих составляющих:

а) лобового сопротивления, появляющегося в результате разности давлений спереди и сзади движущегося автомобиля (около 55-60% всего сопротивления);

б) сопротивления выступающих частей (подножки, крылья, номерные знаки), вызывающих завихрение воздуха (12-18%);

в) сопротивления, возникающего при прохождении воздуха через радиатор и подкапотное пространство (10-15%);

г) трения наружных поверхностей автомобиля о близлежащие слои воздуха, т.е. граничного трения, зависящего от размеров трущихся поверхностей и качества их отделки, чистоты (8-10%);

д) сопротивления, вызванного разностью давлений сверху и снизу автомобиля и завихрениями воздуха сзади автомобиля (5-8%).

Спереди автомобиля образуется уплотненный слой воздуха, сзади – разреженный. Некоторое разрежение может создаваться и под автомобилем. Дополнительное завихрение вызывается, кроме того, вращением колес. Сопротивление, создаваемое завихрением воздуха, зависит от формы автомобиля и от его аэродинамических качеств, или, как говорят, обтекаемости автомобиля.

Для упрощения расчетов распределенная по всей поверхности автомобиля сила сопротивления воздуха заменяется равнодействующей $P_в$, приложенной в центре парусности (метацентре) автомобиля.

Сила сопротивления воздуха может быть рассчитана по выражению:

$$P_в = K \cdot F \cdot V^2, \qquad (6)$$

где $P_в$ – сила сопротивления воздуха, Н; К – коэффициент сопротивления воздуха, $Н \cdot с^2/м^4$; F – наибольшая поперечная (лобовая) площадь, $м^2$; V – скорость воздушного потока, м/с.

$$K = \frac{P_в}{F \cdot V^2}. \qquad (7)$$

Коэффициент сопротивления воздуха равен сопротивлению воздушной среды в Н, приходящемуся на 1 $м^2$ площади поперечного сечения тела, движущегося со скоростью 1 м/с. Коэффициент сопротивления зависит от формы и чистоты поверхности тела, в данном случае автомобиля. Коэффициент сопротивления воздуха определяется продувкой автомобиля или его модели в аэродинамической трубе.

Коэффициент лобового сопротивления c_x движению автомобиля равен

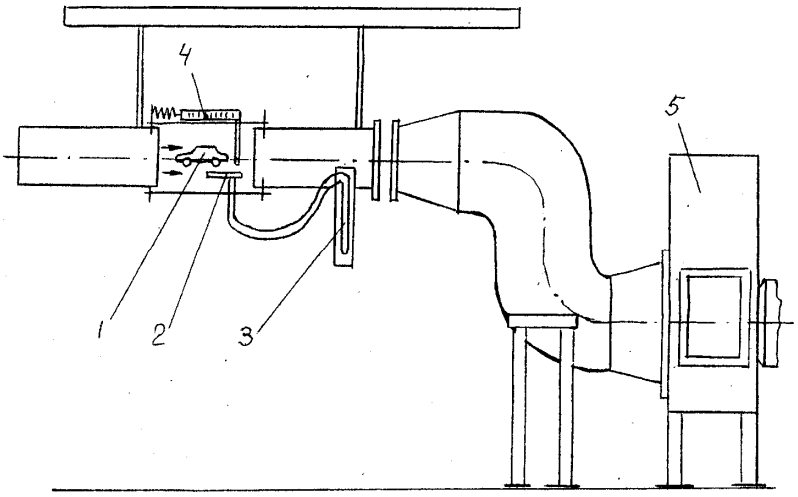
$$C_X = \frac{2K}{\rho_в}, \qquad (8)$$

где К – коэффициент сопротивления воздуха; $\rho_в$ – плотность воздуха (1,225 $кг/м^3$ на уровне моря).

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Аэродинамическая труба (рисунок 4) состоит из центробежного вентилятора и трубопровода, в котором имеется устройство для регулирования воздушного потока.

:



1 – исследуемая модель; *2* – трубка Пито-Прандтля; *3* – диффманометр; *4* – устройство для замера силы давления воздуха; *5* – вентилятор

Рисунок 4 – Стенд аэродинамическая труба

Скорость воздушного потока в аэродинамической трубе может изменяться от 14 до 28 м/с (50...100 км/ч). Для измерения скорости воздушного потока применяется трубка Пито-Прандтля, с помощью которой проверяется также равномерность воздушного потока в различных точках сечения аэродинамической трубы. Трубка Пито-Прандтля соединена дифманометром.

Исследуемая модель закрепляется в аэродинамической трубе на специальном держателе, соединенном с аэродинамическими весами. Величина перемещения модели вместе с держателем пропорциональна силе давления воздушного потока (силы сопротивления воздуха). Зная перемещение модели, можно определить силу воздушного сопротивления.

Доступ в проточную часть аэродинамической трубы обеспечивается через окно, закрываемое прозрачным оргстеклом.

.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1 Изучить конструкцию стенда «Аэродинамическая труба».

2 Установить модель в аэродинамической трубе, используя держатель для её крепления.

3 Включить вентилятор аэродинамической трубы и, регулируя воздушный поток, поочередно замерить силу давления воздушного потока для всех моделей и отдельно держателя при уровне жидкости в дифманометре 100 и 200 мм. Результаты замеров занести в таблицу 11, приведенную ниже.

4 По приведенной формуле рассчитать скорость воздушного потока в аэродинамической трубе и силу давления воздушного потока на испытываемые модели.

5 Рассчитать коэффициент аэродинамического сопротивления К и коэффициент лобового сопротивления C_x. Результаты также занести в таблицу 11.

Таблица 11 – Результаты продувки моделей

Модель	Уровень столба жидкости, мм диффманометре, мм	Скорость воздушного потока, м/с	Отклонение стрелки аэродинамических весов, мм	Сила сопротивления модели, Н	Коэффициент аэродинамического сопротивления К, Н·с^2/м^4	Коэффициент лобового сопротивления, C_x
Держатель	100	18,37				
	200	25,98				
Цилиндр	100					
	200					
Конус	100					
	200					
Капля	100					
	200					
Легковой автомобиль	100					
	200					

Скорость воздушного потока м/с в аэродинамической трубе

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot k_{шк} \cdot h \cdot g \cdot \rho_{сп}}{\rho_в}}, \qquad (9)$$

где $k_{шк}$ – коэффициент шкалы дифманометра (0,25); h – уровень столба жидкости в трубке дифференциального манометра (100 и 200 мм); g – ускорение свободного падения (9,81 м/с^2); $\rho_{сп}$ – плотность жидкости (спирта) в дифманометре (0,827 кг/л); $\rho_в$ – плотность воздуха (1,225 кг/м^3 на уровне моря).

Для определения силы давления воздушного потока $P_м$ только на испытываемую модель из замеренного давления вычесть силу давления на держатель.

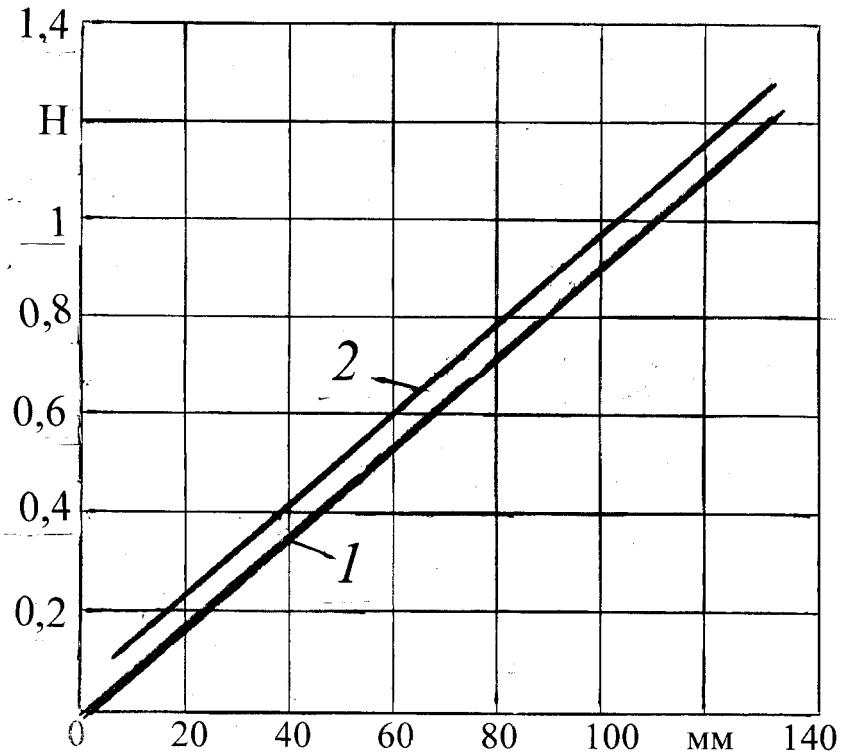
Сила давления воздушного потока может быть определена по растяжению пружины, удерживающую модель. Тарировочный график зависимости силы сопротивления пружины и трения тележки (Н) от величины растяжения (мм) показана на рисунке 5.

Коэффициент аэродинамического сопротивления, Н· с^2/м^4:

$$К = \frac{P_м - P_Д}{F \cdot V^2}, \qquad (11)$$

где $P_м$ – сила давления воздушного потока, Н; $P_Д$ – сила сопротивления держателя, Н; F – лобовая площадь, м^2; V – скорость воздушного потока, м/с.

Лобовая площадь исследуемых моделей равна: цилиндр – 0,00196 м^2; конус – 0,00196 м^2; капля – 0,00196 м^2; автомобиль – 0,00194 м^2.



1 – сила сопротивления пружины; *2* – сила трения тележки и сопротивления пружины

Рисунок 5 – Тарировочный график

Коэффициент лобового сопротивления

$$C_x = \frac{2K}{\rho_в} \quad \text{или} \quad K = 0{,}61\ C_x\,, \qquad (12)$$

где $\rho_в$ – плотность воздуха (1,225 кг/м^3 на уровне моря).

Сравнить полученные значения C_x с известными значениями для автомобилей: ГАЗ-3110 – 0,461; ВАЗ-2106 – 0,509; ВАЗ-2109 – 0,38; ГАЗ-53 – 0,965; ЗИЛ-130 – 0,805; КАМАЗ-5320 – 0,673; Автобусы ПАЗ – 0,376.

ОТЧЕТ ПО РАБОТЕ

Отчет должен содержать цель работы, схему стенда для проведения испытаний, таблицу наблюдений и их анализ. Полученное значение C_x сравнить с приведенными выше. Указать, каким образом можно снизить сопротивление воздуха движению автомобиля. Отчет оформляет каждый студент отдельно.

Лабораторная работа № 4
ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА УЧЕТА ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС АВТОМОБИЛЯ

Цель – экспериментально и небольшими расчетами определить численные значения коэффициента учета вращающихся масс δ, оценивающего влияние вращающихся масс на разгон и торможение автомобиля.

Оборудование: автомобиль ГАЗ-52-01, подвесы с грузом для определения моментов инерции вращающихся масс, весы, рулетка, секундомер.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА АВТОМОБИЛЯ ГАЗ-52-01

Наибольшая масса перевозимого груза, кг……2000
Масса буксируемого прицепа, кг…… 2500
Масса автомобиля, кг:
сухая ..... …….. 3080
в снаряженном состоянии ..... …….. 3300
полная ..... ……..5450
Распределение массы автомобиля, кг:
в снаряженном состоянии
на переднюю ось..... ..... ……. 1350
на заднюю ось ..... ……. 1950
полная масса
на переднюю ось..... …….. 1690
на заднюю ось ..... ……. 3760
Колесная база, м
ГАЗ-52-01 и ГАЗ-52-03……. …… 3,7

Двигатель

Модель ГАЗ-52-01
Тип .....…….. четырехтактный, карбюраторный
Расположение клапанов .... нижнее
Число и расположение цилиндров……6, рядное
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм…… 82х110
Рабочий объем, л ..... ……. 3,48
Степень сжатия ..... ;.....6,2
Наибольшая мощность, л.с .....…….. 75 при 2800 об/мин
Наибольший крутящий момент, кгм ..... 21 при 1600-2000 об/мин

Трансмиссия

Сцепление .....…….. однодисковое, сухое
привод выключения сцепления …… механический
Коробка передач…… четырехступенчатая, с синхронизатором включения третьей и четвертой передач
передаточные числа:
первой передачи ....……6,48
второй передачи .....……3,09
третьей передачи ..... ……. ..1,71
четвертой передачи ..... ……1,00
передачи заднего хода .....……7,9
Карданная передача..... …….. открытая, состоит из двух валов с промежуточной опорой
Главная передача ..... ……. пара конических шестерен со

спиральными зубьями

передаточное число ГАЗ-52-03…… ……6,67

Шины, дюйм ……7,5 - 20

Ходовая часть

Рама..... штампованная, клепаная

Подвески:

передняя зависимая, на двух продольных полуэллиптических листовых рессорах

задняя ..... зависимая, на двух основных и двух дополнительных продольных полуэллиптических листовых рессорах

Амортизаторы ..... гидравлические, телескопические

Колеса ..... дисковые

обод 152Б-508 (6,0Б-20)

Шины ..... 7,50-20, 200-20, 220-508 или 200-508 типа Р

Давление воздуха в шинах колес, кГ/см^2 :

передних …….. .....……3,0; (4,0 для шин типа Р)

задних .....4,0; (5,0 для шин типа Р)

Рулевое управление

Рулевой механизм – глобоидальный червяк с двухгребневым роликом

передаточное число рулевого механизма…… 20,5

Тормоза

Рабочий..... …… барабанного типа, на все колеса

привод.....……гидравлический

Стояночный ..... трансмиссионный барабанного типа

Наименьший дорожный просвет, мм 245

Наименьший радиус поворота, м 8,9

Наибольшая скорость, км/ч .....…….. 70

Путь торможения со скорости 30 км/ч, м……..8

Контрольный расход топлива при скорости 30-40 км/ч, л/100 км 21

Пояснения к выполнению работы

Для разгона вращающихся масс автомобиля (главными из которых являются колеса) затрачивается значительная мощность двигателя, сила инерции автомобиля из-за влияния вращающихся масс увеличивается в 1,5-2 раза, а для полноприводного автомобиля – до 6 раз. По этой причине затрудняются разгон и торможение автомобиля.

С учетом влияния вращающихся масс сила инерции автомобиля P_j определяется как

$$P_j = \frac{G_a}{g} \cdot j \cdot \delta, \qquad (13)$$

где G_a – вес автомобиля, Н (размерность ньютона – кг·м/с^2); g – ускорение свободного падения (9,81 м/с^2); j – ускорение автомобиля при разгоне или замедление при торможении, м/с^2; δ – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля (в основном – колес).

Вес (сила тяжести) в ньютонах равен массе в кг, умноженной на ускорение свободного падения – кг · м/с^2 . Коэффициент учета вращающихся масс определяется по выражению, предложенному академиком Е.А. Чудаковым:

$$\delta = 1{,}03 + (0{,}03...0{,}05)\ и_{кп}^2 \cdot и_{рк}^2, \qquad (14)$$

где $и_{кп}$ – передаточное число коробки передач; $и_{рк}$ – передаточное число раздаточной коробки.

Коэффициент учета вращающихся масс имеет значения: неполноприводные автомобили – от 1,1 до 2, 3, полноприводные – от 3 до 6.

Полуоси ведущего моста отсоединены от ступиц, вращающиеся детали двигателя, трансмиссии и ходовой части разделены на следующие группы.

Первая группа: коленчатый вал с маховиком, сцепление, детали коробки передач, карданный вал, главная передача с дифференциалом и полуосями в сборе.

Вторая группа: задние и передние колёса со ступицами и тормозными барабанами в сборе.

Коэффициент учета вращающихся масс δ автомобиля может быть определен по выражению:

$$\delta = 1 + \frac{J_1 и_{КП}^2 \cdot и_{ГП}^2 \cdot \eta \cdot g}{G_a r_k^2} + \frac{\sum J_2 \cdot g}{G_a r_k^2}, \qquad (15)$$

где J_1 – момент инерции деталей первой группы, кг·м^2; $\sum J_2$ – сумма моментов инерции деталей второй группы (шесть колес автомобиля вместе со ступицами и тормозными барабанами), кг·см·с^2; G_a – полный вес автомобиля, Н (ГАЗ-52-01 – 54650 Н); g – ускорение свободного падения, см/с^2; $и_k$ – передаточное число коробки передач; $и_{гп}$ – передаточное число главной передачи – 6,67; η – коэффициент полезного действия трансмиссии – 0,9; r_k – радиус качения колеса с шиной 7,5-20 – 44,5 см.

Порядок выполнения работы

На подготовленном автомобиле замерить:

1Периоды качания подвеса с грузом, закрепленным на карданном валу, на второй, третьей и четвертой передачах.

2 Период качания заднего колеса в сборе со ступицей и тормозным барабаном, приводимых в колебания грузом на подвесе, закрепленным на колесе.

3 Радиусы качания грузов вместе с подвесами (расстояние от оси качания до центра масс груза и подвеса).

Момент инерции деталей **первой группы** вместе с подвесом и грузом на нем на прямой передаче определяется по выражению

$$J_{1п} =\cdot \frac{T_1^2}{4\pi^2} \cdot (G_{дв} + G_{тр} + G_{гр1})\cdot R_1, \qquad (16)$$

где $J_{1п}$ – момент инерции груза с подвесом для первой группы деталей, кг·м^2; T_1 – период качания деталей первой группы, с; $G_{лв}$ – вес коленчатого вала и маховика двигателя, Н; $G_{тр}$ – вес деталей трансмиссии (сцепление, коробка передач, карданный вал, главная передача, дифференциал, полуоси), Н; $G_{гр1}$ – вес груза и подвеса, Н; R_1 – радиус качания груза и подвеса, м.

Из найденного значения вычесть момент инерции груза и подвеса, который определяется как

$$J_{1п} = M_{гр1} \cdot R_1^2, \qquad (17)$$

где $J_{1п}$ – момент инерции груза и подвеса, кг·м^2; $M_{гр1}$ – масса груза вместе с подвесом, кг; R_1 – радиус качания груза вместе с подвесом, м.

Момент инерции деталей первой группы

$$J_1 = J_{1п} – J_п .$$

Аналогично определяются моменты инерции деталей **второй группы.** Момент инерции заднего колеса в сборе со ступицей и тормозным барабаном и подвесом с грузом

$$J_{кзп} =\cdot \frac{T_з^2}{4\pi^2} \cdot (G_к + G_{стз} + G_{грз})\cdot R_2 , \qquad (18)$$

где $J_{кзп}$ – момент инерции заднего колеса в сборе со ступицей, тормозным барабаном и подвесом с грузом, кг·м^2; $T_з$ – период качания заднего колеса в сборе со ступицей, тормозным барабаном и подвесом с грузом, с; $G_к$ – вес колеса, Н; $G_{стз}$ – вес ступицы с тормозным барабаном в сборе, Н; $G_{грз}$ – вес груза и подвеса на заднем колесе, Н; R_2 – радиус качания груза вместе с подвесом на заднем колесе, м.

Массы вращающихся деталей автомобиля ГАЗ-52-01, кг

Коленчатый вал с маховиком	16,0
Сцепление с ведомым диском	9,0
Коробка передач на прямой передаче	15,0
Карданные валы в сборе	19,0
Главная передача с дифференциалом и полуосями в сборе	55
Колесо в сборе с шиной 7,5-20	64,0
Масса шины	39
Ступица задних колес в сборе с тормозным барабаном	37,0
Ступица переднего колеса в сборе с тормозным барабаном	19,5
Подвес на карданном валу	4,4
Подвес на колесе	7,3

Результаты записать в таблицы 12 и 13. Момент инерции в размерности кг·м^2 численно в 10 раз меньше, чем в размерности кг·см·с^2. .

Таблица 12 – Первая группа вращающихся деталей автомобиля

Передача в коробке передач	Масса груза и подвеса, кг	Радиус качания, м	Периоды колебаний на передачах, с	Моменты инерции на передачах, кг·м^2
2 3 4				

Таблица 13 – Вторая группа вращающихся деталей автомобиля

Масса груза и подвеса, кг	Радиус качания, м	Периоды колебаний, с	Моменты инерции, кг·м·^{2}

Из найденного значения момента инерции вычесть момент инерции груза и подвеса, который определяются как

$$J_{2п} = M_{гр2} \cdot R_2^2,$$

где $J_{1п}$ – момент инерции груза и подвеса для второй группы деталей, кг·м^2; $M_{гр2}$ – масса груза вместе с подвесом второй группы, кг; R_2 – радиус качания груза и подвеса второй группы, м.

Момент инерции колеса в сборе со ступицей и тормозным барабаном

$$J_к' = J_{кэп} - J_{2п}.$$

Момент инерции колеса без ступиц и тормозного барабана

$$J_к = J_к' - J_{ст},$$

где $J_{ст}$ – момент инерции ступицы и тормозного барабана

Полученные моменты инерции сравнить с приведенными в таблице 14.

Таблица 14 – Моменты инерции деталей автомобилей ГАЗ -52-03, - 53А, -66

Детали	Моменты инерции, кг·см·с^2		
	ГАЗ-52-03	ГАЗ-53А	ГАЗ-66
Двигатель в сборе	4,8	-	-
Коленчатый вал	1,04	0,86	0,86
Сцепление с маховиком в сборе	3,7	4,37	4,37
Ведомый диск сцепления	0,14	0,209	0,209
Первичный вал коробки передач	0,055	0,055	0,055
Синхронизатор в сборе	0,017	0,017	0,017
Зубчатые колеса передачи			
третьей	0,01	0,01	0,01
второй	0,032	0,032	0,032
первой	0,113	0,113	0,113
Блок промежуточных шестерен	0,182	0,182	0,182
Вторичный вал коробки передач	0,005	0,005	0,005
Фланец вторичного вала	0,028	0,028	0,028

Барабан ручного тормоза	0,875	0,875	0,875
Карданный вал в сборе	0,2575	0,356	0,108
Карданные валы			
передний	-	-	0,132
задний	-	-	0,132
Ведущая шестерня главной передачи	0,013	0,015	0,015
Дифференциал с ведомой шестерней	3,55	3,55	3,55
Полуось	0,15	0,15	0,15
Тормозной барабан	7,51	7,51	7,51
Колесо в сборе	73,1	83,5	149

Так как на автомобиле 6 колес, полученное значение момента инерции колеса умножить на 6. При расчетах использовать приведенные ниже данные.

По формуле (15) рассчитать коэффициенты учета вращающихся масс автомобиля на разных передачах. Результаты записать в таблицу 15.

Таблица 15 – Коэффициенты учета вращающихся масс

Коэффициент учета вращающихся масс	Передачи			
		2	3	4
δ				

ОТЧЕТ ПО РАБОТЕ

Отчет должен содержать цель работы, описание оборудования для проведения испытаний, порядок выполнения работы, полученные результаты и их анализ. Указать, каким образом можно снизить инерционные нагрузки при разгоне автомобиля. Отчет каждый студент оформляет отдельно.

Лабораторная работа № 5
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЯ НА СТЕНДЕ

Цель – определить удельный часовой расход топлива и построить график топливно-экономической характеристики.

Оборудование: стенд с беговыми роликами мод. К-493 с установленным на нем автобусом КАВЗ-3976, расходомер с мерной колбой.

Техническая характеристика стенда мод. К-493 для диагностирования грузовых автомобилей и автобусов приведена в данных методических указаниях к лабораторной работе № 2.

Пояснения к выполнению работы

Под топливной экономичностью понимается расход топлива на единицу проделанной автотранспортной работы. Чаще это расход топлива в литрах на 100 км пути, при движении полностью груженого автомобиля. Используются также расход в граммах на тонно-километр перевезенного груза (г/ т ·км), расход топлива на одного пассажира на километр (г/п ·км) – грамм на пассажиро-километр.

Затраты на топливо в общей стоимости перевозок являются наибольшими и составляют для грузовых автомобилей 30% и более. Поэтому снижение расхода топлива является важнейшей задачей. Расход топлива можно снизить за счет совершенствования двигателя, повышения КПД трансмиссии и создания кузовов более обтекаемой формы с меньшим сопротивлением воздуха и др.

Двигатель характеризуется расходом топлива на единицу мощности в течение часа. Этот параметр называется удельный часовой расход топлива – г/кВт ·ч, г/л.с.·ч. Зависимость удельного часового расхода от частоты вращения коленчатого вала приводится на графике внешней скоростной характеристики двигателя. Минимальный удельный часовой расход топлива для бензиновых двигателей равен 290-310 г/кВт·ч (220-240 г/л.с.ч); для дизелей – 200...230 г/кВт·ч (145... 170 г/л.с.ч). Если двигатель развивает мощность значительно меньше максимальной, удельный часовой расход топлива может превышать указанные минимальные величины в два-три раза и более.

$$q_e = q_{e\,Nmax} \cdot K_{об} \cdot K_{об}\,, \qquad (19)$$

где $q_{e\,Nmax}$ – удельный часовой расход при максимальной мощности двигателя; $K_{об}$ – коэффициент, учитывающий влияние на удельный часовой расход частоты вращения коленчатого вала; $K_И$ – коэффициент, учитывающий влияние степени загрузки двигателя по сравнению с максимальной мощностью, которая может быть при оборотах, соответствующих рассматриваемой скорости.

Более подробно расчет удельного часового расхода топлива рассмотрен в Методических указаниях к выполнению контрольных и курсовых работ.

Если известны развиваемая двигателем мощность, удельный часовой расход топлива при этой мощности и скорость движения автомобиля, то расход топлива на 100 км пути можно рассчитать следующим образом:

$$Q_{S/100} = \frac{N_e \cdot q_e}{V \cdot \rho} \cdot 100, \qquad (20)$$

где $Q_{s/100}$ – расход топлива в литрах на 100 километров; N_e – мощность двигателя, кВт; q_e – удельный часовой расход топлива, г/кВт ·ч; V – скорость автомобиля, км/ч; ρ – плотность топлива (730 г/л – бензина; 860 г/л – дизтоплива летнего).

Необходимая для движения автомобиля мощность двигателя может быть определена сложением всех видов сопротивления:

$$N_e = (N_f + N_в + N_h + N_j) \cdot \frac{1}{\eta_{тр}}, \qquad (21)$$

где N_f – мощность сопротивления качению колес; $N_в$ – мощность сопротивления воздуха; N_h – мощность сопротивления подъема; N_j – мощность, расходуемая на разгон автомобиля; $\eta_{тр}$ – кпд трансмиссии автомобиля.

Мощность – в кВт или л.с.. 1 кВт = 1,36 л.с; 1Вт = Н·м/с;. 1 вВт =1000 вт.
Мощностной баланс в развернутом виде, кВт:

$$N_e = \left(\frac{G_a \cdot f \cdot \cos\alpha \cdot V}{1000} + \frac{G_a \cdot \sin\alpha \cdot V}{1000} + \frac{K \cdot F \cdot V^3}{1000} + \frac{G_a \cdot j \cdot \delta \cdot V}{g \cdot 1000} - \right) \frac{1}{\eta_{тр}}\,, \qquad (22)$$

где P_T – сила тяги на колесах автомобиля, Н; V – скорость автомобиля, м/с; G_a – полный вес автомобиля, Н; f – коэффициент сопротивления качению; α – угол подъема (спуска) дороги, град.; К – коэффициент сопротивления воздуха, Н· $с^2/м^4$; F – лобовая площадь автомобиля, $м^2$; j – ускорение автомобиля, $м/с^2$; δ – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля; g – ускорение свободного падения, $м/с^2$.

Умножив определенную таким образом мощность N_e на удельный часовой расход топлива, получаем расход топлива в час. Поделив часовой расход на скорость автомобиля и плотность топлива, определяем расход топлива в литрах на один километр пути. Умножив расход топлива на один километр на 100, находим расход на 100 км пути, который обычно приводится в характеристиках автомобилей.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1 Подготовленный для испытаний автобус поставить на стенд мод. К-493;
2 Установить расходомер – прибор для замера расхода топлива;
3 Соединить шланги расходомера с топливным насосом двигателя и карбюратором;
4 Включить двигатель и, повернув ручку крана, заполнить бензином мерную колбу расходомера;
5 Разогнать автобус на стенде, включить четвертую передачу и по спидометру установить скорость 50 км/ч, сравнить показания спидометра с показаниями прибора на стойке стенда;
6 Пользуясь пультом дистанционного управления, создать на беговых роликах максимальную тормозную силу, являющуюся одновременно силой тяги на колесах автобуса;
7 Повернуть ручку крана расходомера в положение, при котором двигатель будет работать на бензине из мерной колбы расходомера;
8 Замерить время, за которое из мерной колбы будет израсходовано 50 $см^3$ бензина при скоростях, указанных в таблице 16. Время и другие параметры записывать в таблицу 16;

Таблица 16 – Передача 4

Скорость автобуса, км/ч	Время расхода 50 $см^3$ бензина, с	Сила тяги на колесах, Н	Крутящий момент двигателя, Н·м	Мощность двигателя, кВт
50 60 70				

9 Выполнить эту работу на 3-й передаче при скоростях 40 и 50 км/ч;
10 Рассчитать расход за час (3600 с), $см^3/ч$:

$$Q_t = \frac{50 \cdot 3600}{t},$$

где Q_t – расход топлива за час, $см^3/ч$; t – время расхода 50 $см^3$ бензина.

11 Рассчитать мощность двигателя при каждой из указанных скоростей автобуса по выражению

$$N_e = \frac{P_т \cdot V}{1000 \cdot \eta_{тр}} \text{ и проверить по выражению } N_e = \frac{M_e \cdot n_e}{9550},$$

где N_e – мощность двигателя, кВт; $P_т$ – замеренная на стенде сила тяги на колесах, Н; V – скорость автомобиля, м/с; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии автобуса (0,87 ... 0,92). M_e – крутящий момент двигателя, Н·м; n_e – обороты двигателя, об/мин.

$$n_e = \frac{V \cdot и_{кп} \cdot и_{гл.п}}{0{,}377 \cdot r_к}, \qquad (23)$$

где V – скорость автомобиля, км/ч; $и_{кп}$ – передаточное число в коробке передач; $и_{гл.п}$ – передаточное число главной передачи; $r_к$ – радиус колеса, м.

12 Рассчитать удельный часовой расход топлива при скоростях 50, 60, 70 км/ч, используя зависимость:

$$q_e = \frac{Q_t}{N_e}\rho, \qquad (24)$$

где q_e – удельный часовой расход г/кВт·ч; Q_t – расход топлива, $см^3$/ч; N_e – мощность двигателя, кВт; ρ – плотность бензина (0,73 г/$см^3$).

Рассчитанные удельные часовые расходы при этих скоростях записать в таблицу 17;

Таблица 17 – Передача 4

Скорость, км/ч	N_e	Q_t	q_e	$Q_{s/100}$
50				
60				
70				

Полученные результаты сравнить с существующим удельным расходом.

13 Рассчитать расход топлива на 100 км пути для каждой из указанных скоростей:

$$Q_{s/100} = \frac{Q_t}{V} \cdot 100. \qquad (25)$$

14 Построить график топливно-экономической характеристики автобуса – зависимость $Q_{s/100}$ от скорости.

Испытания легкового автомобиля

1 Подготовленный для испытаний легковой автомобиль поставить на стенд мод. К-485Б;

2 Диагностический блок, установленный на легковом автомобиле, соединить с компьютером. Включить компьютер;

3 Включить двигатель автомобиля и настроить компьютер;

4 Разогнать автомобиль на стенде до скорости 50 км/ч;

5 Вращая ручку настройки на пульте управления стендом, по показаниям прибора на стойке стенда задать при этой скорости тормозное усилие на ведущих колёсах автомобиля, например, 500 Н;

6 Из появляющихся на экране параметров выбрать:

– скорость автомобиля;
– часовой расход топлива;
– частоту вращения коленчатого вала двигателя.

По указанию преподавателя могут быть взяты также некоторые другие параметры.

7 Испытания провести для всех скоростей, указанных в таблице 17;

8 По приведенным выше формулам рассчитать удельный часовой расход топлива при этих скоростях. Полученные результаты записать в таблицу 18.

Таблица 18 – Параметры двигателя

Скорость, км/ч	Часовой расход топлива, л	Сила тяги на колесах, Н	Крутящий момент двигателя, Н·м	Частота вращения коленвала, об/мин	Мощность двигателя, кВт
50 60 70					

9 Построить график зависимости удельного часового расхода топлива от загрузки двигателя.

ОТЧЕТ ПО РАБОТЕ

Отчет должен включать цель работы, описание оборудования, порядок выполнения работы, полученные результаты, заполненные таблицы, график топливно-экономической характеристики, анализ полученных результатов и выводы. Отчет необходимо оформлять в соответствии с существующими требованиями на листах формата А4.

Лабораторная работа № 6
ИССЛЕДОВАНИЕ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Цель работы – определить параметры рулевого управления.

1 этап. Замерить углы поворота наружного и внутреннего управляемых колес автомобиля при повороте рулевого колеса в одну и другую стороны, определить передаточное число системы тяг поворота управляемого колеса и построить график зависимости передаточного числа от угла поворот колеса.

2 этап. Определить плечо обкатки и плечо стабилизации управляемого колеса.

Определить углы установки колеса (схождение и развал) при 2-3 мм схождения. Необходимые параметры взять в таблице 19. Статический радиус колеса – 0,445 м.

3 этап. Определить параметры рулевой трапеции автомобиля.

Оборудование: грузовой автомобиль ГАЗ-52-01, устройство для замера углов поворота колес автомобиля и рулевого колеса, рулетка.

Теоретические пояснения к работе

Для достижения хорошей управляемости системой поворота автомобиля управляемые колеса на повороте должны катиться без бокового скольжения. Поэтому оси управляемых колес пересекаются на оси заднего моста при любом повороте рулевого колеса. Точка пересечения осей называется мгновенном центре поворота автомобиля – т. *O* (рисунок 6). Если управляемые колеса повернуты на одинаковые углы, то оси их не будут пересекаться, и колеса на повороте будут катиться с боковым скольжением, что увеличит сопротивление движению автомобиля и износ шин.

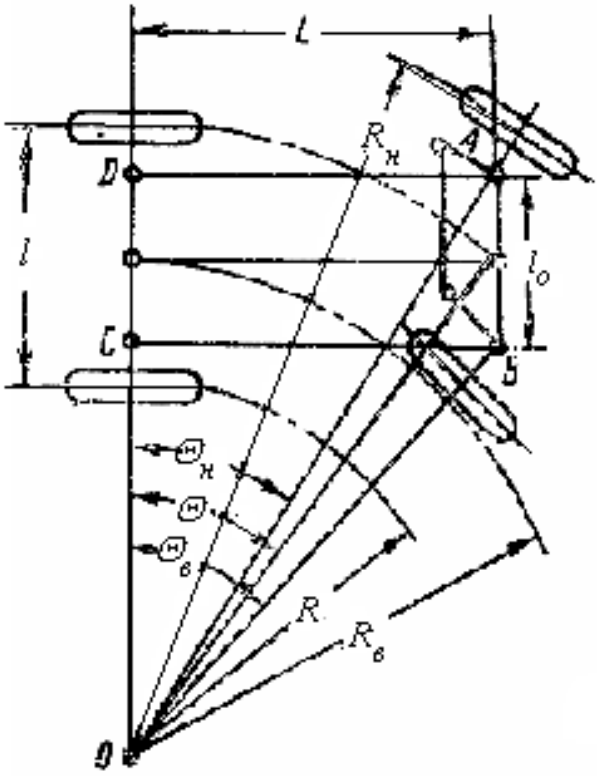


Рисунок 6 – Поворот управляемых колес автомобиля

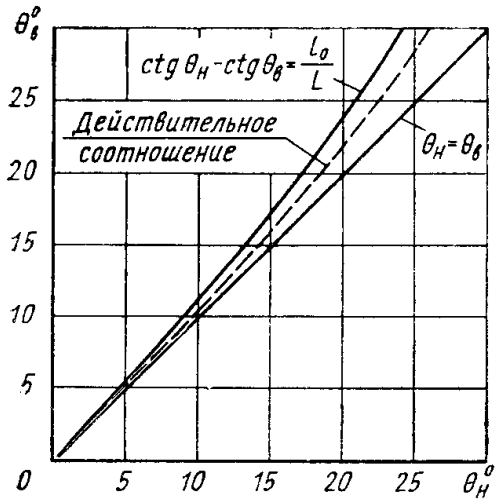


Рисунок 6а – Зависимость между углами поворота колес автомобиля

Внутреннее колесо автомобиля на повороте необходимо поворачивать на бóльший угол, чем наружное.

Так как при движении на повороте внешнее колесо загружено больше, чем внутреннее, и потому больше уводится, поворот внешнего колеса уменьшается. Верхняя линия на рисунке 6а – теоретическая зависимость между углами поворота наружного $\theta_н$ и внутреннего колес $\theta_в$ без учета увода. Действительная зависимость показана пунктирной линией.

Углы поворота управляемых колес, необходимые для качения без скольжения, можно выразить отношениями:

$$\frac{OD}{OC} = ctg\,\theta_н\,; \qquad \frac{OC}{BC} = ctg\,\theta_в\,;$$

Разность приведенных выражений равна

$$\operatorname{ctg}\theta_н - \operatorname{ctg}\theta_в = \frac{OD}{OC} - \frac{OC}{BC} = \frac{L_0}{L}. \qquad (26)$$

где $\theta_н$ – угол поворота наружного колеса; $\theta_в$ – угол поворота внутреннего коле - са; L_0 – расстояние между осями порворота колес; L – база автомобиля.

Рулевая трапеция не может в точности в широких пределах обеспечить нужную разность углов поворота управляемых колес. Но подбором её размеров можно получить удовлетворительные результаты для наиболее часто используемых углов поворота.

Таблица 19 – Углы установки колес автомобилей

Автомобили	Угол развала	Наклон шкворня продольн.	Наклон шкворня попереч.	Схождение колес
ГАЗ-24 "Волга" и его модификации	0°±30'	4°30'	0°-1°	0°10'-0°25'
ВАЗ-2121 "Нива"	0°30'±20'	11°30'	3°30'±30'	0°14'-0°30'
УАЗ-469-, -469Б	1°30'±15'	8"	3°30'	0°03'-0°30'
КАвЗ-651,-685 и их модификации	1°	8°	2°30'	0°03'-0°22'
ПАЗ-652Б.-672, -3201	1°	8°	3°30'	0°14' - 0°30'
ЛАЗ-695Л697 и их модификации	1°	8°	1°30'	0°34'-0°50'
ЛиАЗ-677	1°	8°	2°	0°42'-1°08'
ЛАЗ-699А.-699Н	1°±20'	8°±15'	0°±30'	0°40'-1°04'
ЛАЗ-4202	1°	8°	4°30'	-
УАЗ-451Д,-451, -451 ДМ,-45 1М	1°30'	4°30'	1°	0°03' 0°28'
УАЗ-450,-450Д	1°30'	5°30'	3°	0°03'-0°28'
УАЗ-452,-452Д, -45.2В	1°30'	5°30'	3°	0°03'-0°28'
ГАЗ-52-03, -52-04 и их модиф.-	1°	8°	3°	0°03'-0°22'
ГАЗ-53А.-53Б	1°	8°	2°30'	0°14'-0°36'
ГАЗ-66 и его модификации	0°45'	—	-	0°20'-0 °52'
ЗИЛ-130 -130Г	1°	8°	2° 30'	0°16'-1°04'
ЗИЛ-15 7К	0°45'	0°	2° 3О'	0°20'-0°52'
ЗИЛ-131 и его модиф.	1°	8°	—	—
МАЗ-500,-503, -504; -500А,.МАЗ-5335, МАЗ-6422	1°	8°	2°30'	17° 50'
Урал-377,-377С и их мод.	1°	8°	2°10'	0°36'-1°28'
Урал-375Д,-375С и их модификации	1°	6°	2°10'	0°36'-1°38'
КрАЗ-256Б, -257,-258	1°	8°	0°	0°28' - 0°46'
КрАЗ-255Б,-260	0°30° – 0° 45'	9°30'	5°	0° - 0°18'

Порядок выполнения работы

1 этап

1 Замерить углы поворота управляемых колес в зависимости от угла поворота рулевого колеса, для чего из положения управляемых колес, соответствующего прямому направлению движения, поворачивать рулевое колесо сначала в одну, а потом в другую сторону каждый раз на 90^0 до упора в ограничитель. Последний замер может быть при угле менее 90^0. Углы поворота управляемых колес записать в таблицу 20.

Таблица 20 –Угол поворота колес автомобиля, град.

Угол поворота рулевого колеса	Поворот направо		Поворот налево	
	Правое колесо (внутреннее)	Левое колесо (внешнее)	Правое колесо (внешнее)	Левое колесо (внутреннее)
90^0				
180^0				
270^0				
360^0				
450^0				
540^0				
630^0				
720^0				
810^0				
900^0				

2 Построить график зависимости угла поворота внутреннего колеса от угла поворота наружного колеса, аналогичный приведенному на рисунке 6, для поворота направо и налево.

Согласно характеристике ГАЗ-52-01 при повороте внутреннего колеса на 20° наружное поворачивается на 17° 30'. Если при замерах получено иное значение, установить причину отклонения и замеры повторить.

Найти среднее значение углов поворота внутренних и наружных колес при их повороте налево и направо. Результаты записать в таблицу 21.

Таблица 21 – Средний угол поворота внутренних и наружных колес при повороте налево и направо

Угол поворота рулевого колеса	Внутренние колеса	Наружные колеса
От 90^0 до 900^0 через 90^0		

Построить график зависимости средних углов поворота внутренних и наружных колес от угла поворота рулевого колеса.

Определить общее передаточное число привода рулевого управления:

$$и_{общ} = и_{рм} \cdot и_{ст}, \qquad (27)$$

где $и_{общ}$ – общее передаточное число; $и_{рм}$ – передаточное число рулевого механизма; $\cdot и_{ст}$, – передаточного числа системы тяг.

Общее передаточное число рулевого привода (рисунок 7) можно найти, если разделить угол поворота рулевого колеса на угол поворота управляемого колеса автомобиля. Расчеты проводить через 90^0 поворота управляемого колеса от начала до конца поворота (900^0) и каждый раз угол 90^0 делить на появившийся при этом угол поворота колеса. Так будут определены изменяющиеся передаточные числа рулевого привода.

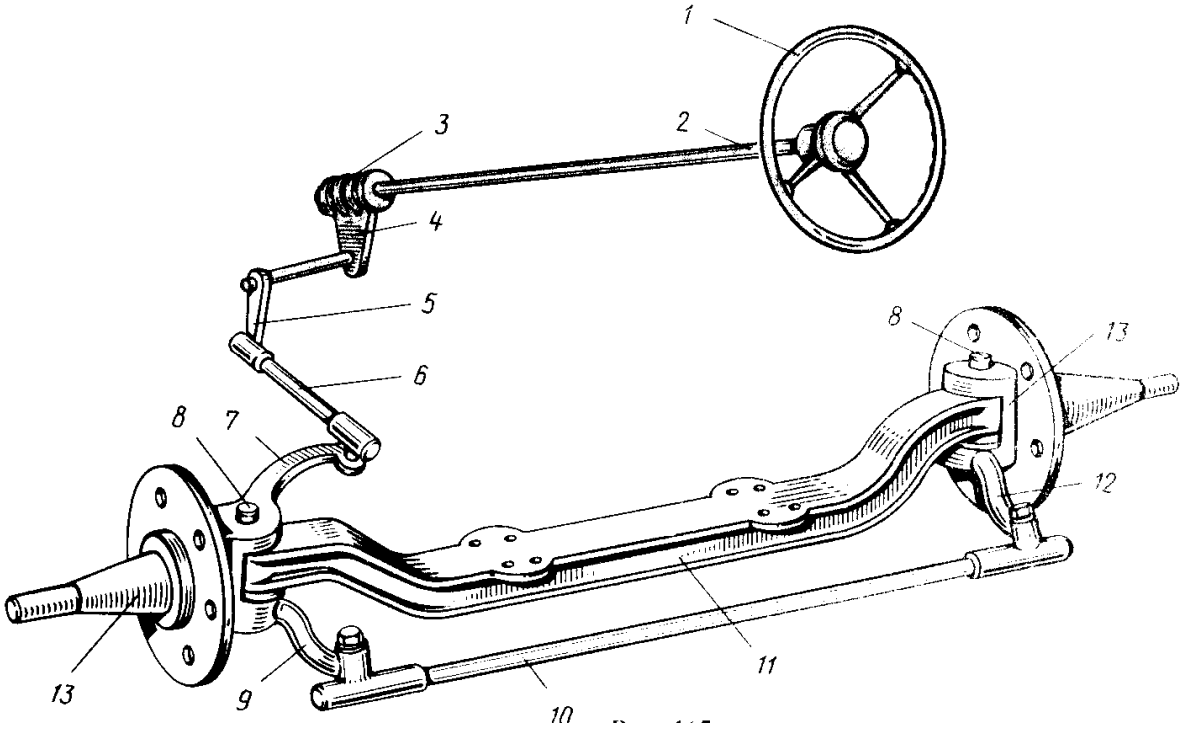


Рисунок 7 –.Рулевое управление автомобиля ГАЗ-52

Результаты записать в таблицу 22 и построить график зависимости общего передаточного числа от угла поворота рулевого колеса для наружного и внутреннего колес автомобиля.

Таблица 22 – Передаточные числа рулевого привода

Угол поворота рулевого колеса	Внутреннее колесо		Наружное колесо	
	Общее передаточное число	Передаточное число системы тяг	Общее передаточное число	Передаточное число системы тяг
От 90^0 до 900^0 через 90^0				

2 этап

Определить параметры рулевой трапеции автомобиля. Для этого замерить длину образующих рулевую трапецию поперечной тяги n, расстояние между осями шкворней B и длину поворотного рычага m (рисунок 8). Угол θ наклона поворотного рычага рулевой трапеции может быть найден по таблице 23 из выражения

$$\cos\theta = \frac{B-n}{2m}. \qquad (28)$$

Далее из соотношения $2\frac{XL}{B} = tg\theta$ находим XL – расстояние от оси передних колес до точки пересечения осей поворотных рычагов с осью автомобиля:

$$XL = ½ B\cdot tg\theta,$$

где L – база автомобиля (на автомобиле ГАЗ-52-01 (3,7 м).

Значение $tg\theta$ взять из таблицы 23.

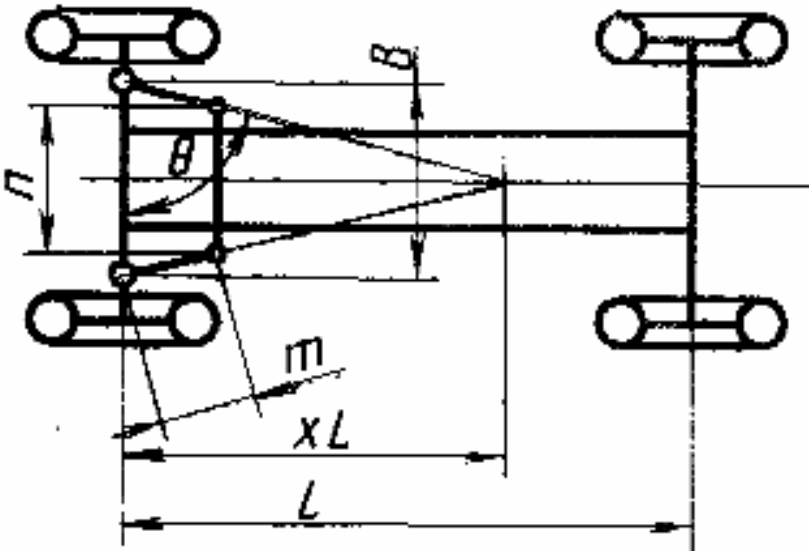


Рисунок 8 – Геометрия рулевой трапеции

Таблица 23 – Значения геометрических функций

Угол, град.	cos θ	tg θ		Угол, град.	cos θ	tg θ
62	0,469	1,88		73	0,292	3,271
63	0,454	1,96		74	0,275	3,487
64	0,438	2,05		75	0,258	3,732
65	0,420	2,14		76	0,241	4,011
66	0,406	2,24		77	0,225	4,331
67	0,390	2,35		78	0,208	4,705
68	0,374	2,47		79	0,191	5,144
69	0,358	2,60		80	0,174	5,671
70	0,342	2,748		81	0,156	6,314
71	0,326	2,904		82	0,139	7,115
72	0,309	3,077		83	0,122	8,144

Точка пересечение осей наклонных рычагов рулевой трапеции с осью автомобиля обычно находится на расстоянии (0,7…1)L от оси передних колес.

3 этап

Определить факторы, влияющие на стабилизацию управляемых колес: продольный и поперечный углы наклона оси поворота управляемого колеса, а также его плечо обкатки и плечо стабилизации.

Плечо обкатки – расстояние от середины шины до оси поворота колеса в плоскости дороги (рисунок 9), плечо стабилизации – расстояние от вертикальной оси колеса до оси поворота колеса в плоскости дороги (рисунок 10).

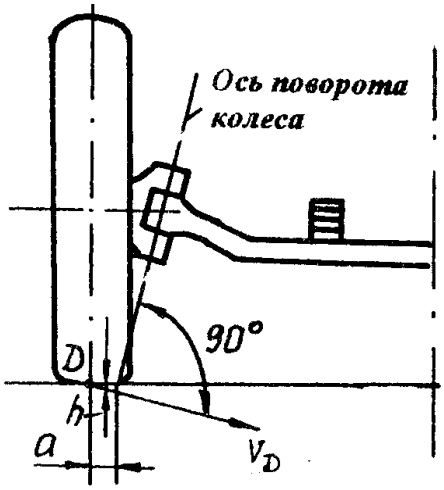


Рисунок 9 – Плечо обкатки управляемого колеса

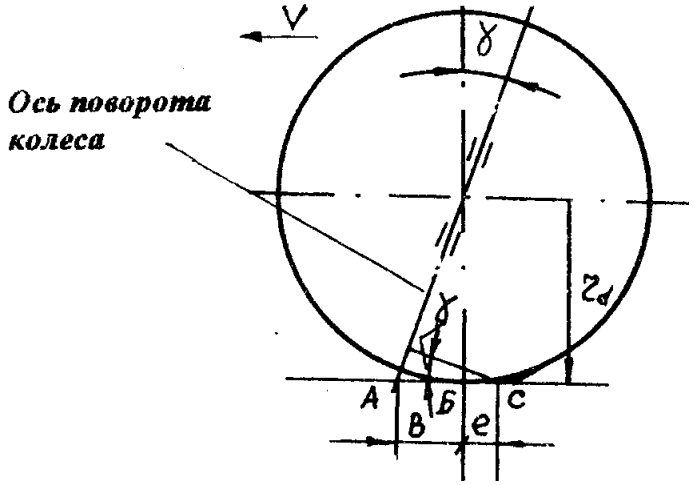


Рисунок 10 – Плечо стабилизации управляемого колеса

Используя приведенные значения углов продольного наклона оси поворота колеса, расчетом определить величину плеча стабилизации управляемого колеса, показанную на рисунках 9 и 10. Определить углы установки управляемого колеса.

Угол схождения колеса находится путем замера расстояния между краями тормозных барабанов колес спереди и сзади оси колеса и дальнейших вычислений.

Угол развала найти путем замера расстояния между краями тормозных барабанов по вертикали и дальнейших вычислений. Результаты экспериментов занести в таблицу 24.

Таблица 24 – Параметры колеса

Плечо обкатки, мм	Плечо стабилизации, мм	Углы установки управляемого колеса	
		Угол схождения, град., мин	Угол развала, град., мин

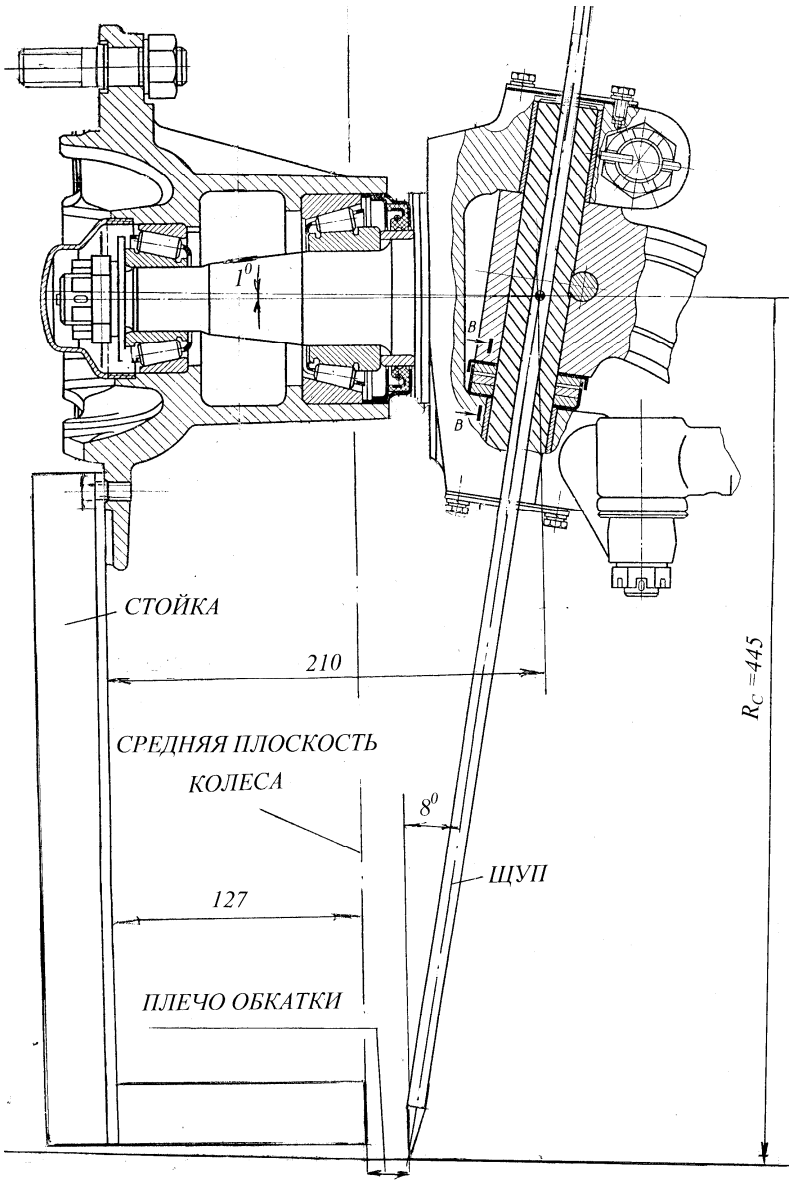


Рисунок 11 – Приспособление для замера плеча обкатки колеса

Рисунок 12 – Прибор ГАРО-М2142

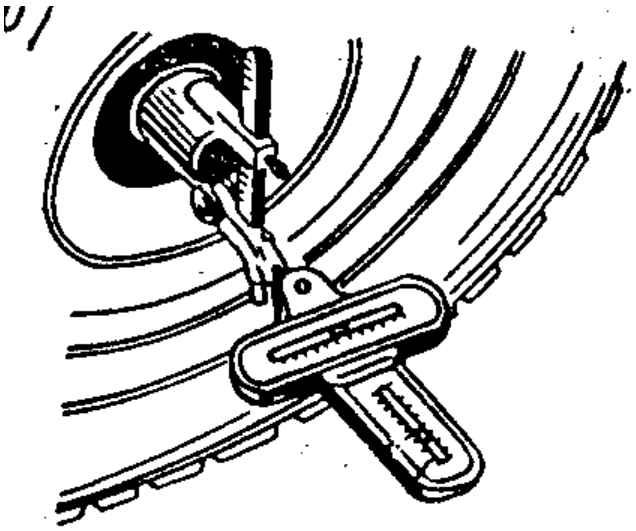


Рисунок 13 – Замер угла развала колеса и угла поперечного наклона оси шкворня

Колея передних колес: Газ-51А – 1585 мм; Газ-52-01 – 1630 мм; Газ- 52-03 – 1577 мм; Газ-52-04 – 1650 мм; Газ-53А – 1630 мм.

ОТЧЕТ ПО РАБОТЕ

Отчет по лабораторной работе должен включать цель работы, описание используемого оборудования, порядок выполнения работы, полученные результаты, таблицы, графики, численное значение плеча стабилизации и плеча обкатки, анализ полученных результатов и выводы о соответствии конструкции привода требованиям к таким системам. Отчет представляется каждым студентом отдельно.

Лабораторная работа № 7

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ УВОДУ АВТОМОБИЛЬНОЙ ШИНЫ

Цель работы – определить на стенде действующую на повернутое колесо поперечную силу и рассчитать коэффициент сопротивления уводу.

Оборудование: стенд для испытаний, автомобильное колесо, динамометр для замера действующей на колесо поперечной нагрузки.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Между действующей на колесо поперечной силой и углом его увода существует зависимость

$$P = K_\delta \cdot \delta , \qquad (29)$$

где P – поперечная сила; K_δ – коэффициент сопротивления уводу шины; δ – угол увода.

Зависимость эта показана на рисунке 14.

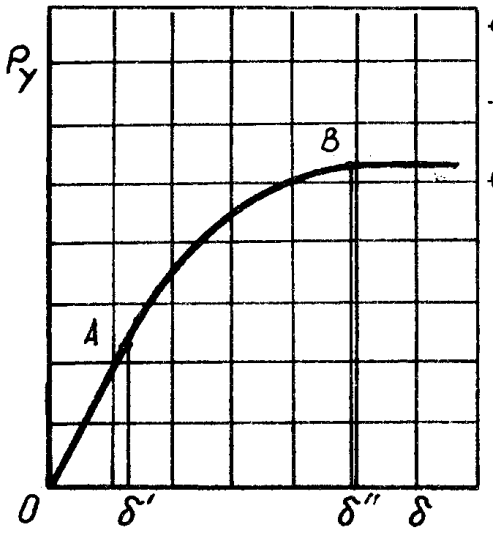


Рисунок 14 - Зависимость между углом увода колеса и поперечной силой

Пропорциональность между поперечной силой и углом увода наблюдается обычно до 5...6 ^{0} поворота колеса. При большем угле появляется скольжение колеса по дорожной поверхности. Знания коэффициентов сопротивления уводу приведены в таблице 25.

Увод колес существенно влияет на управляемость автомобиля. Радиус поворота может увеличиваться или уменьшаться в зависимости от того, какие из колес автомобиля больше уводятся передние или задние.

Если увод передних колес больше, радиус поворота автомобиля увеличивается, автомобиль обладает н е д о с т а т о ч н о й поворачиваемостью. Если больше увод задних колес, радиус поворота уменьшается, автомобиль имеет и з л и ш н ю ю поворачиваемость.При одинаковых углах увода перених и задних колес поворачиваемость автомобиля называется н е й т р а л ь н о й.

Поперечная сила, действующая на установленное на стенде (рисунок 15) повернутое колесо, замеряется динамометром, который располагается напротив оси катка. Под действием поперечной силы, появляющейся, когда вращающееся колесо повернуто, каток смещается, тарированная пружина динамометра сжимается, величина сжатия пружины фиксируется микрометром. Тарировочные данные динамометра представлены в таблице А1.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1 Установить давление воздуха в шине 0,1 МПа (1кгс/см^2);

2 Повернуть колесо на угол 2^0 против часовой стрелки к продольной плоскости катка на виде сверху и зафиксировать колесо в этом положении болтами;

3 Подвесить на рычаг груз и нагрузить колесо вертикальной силой, соответствующей силе веса на реальном автомобиле;

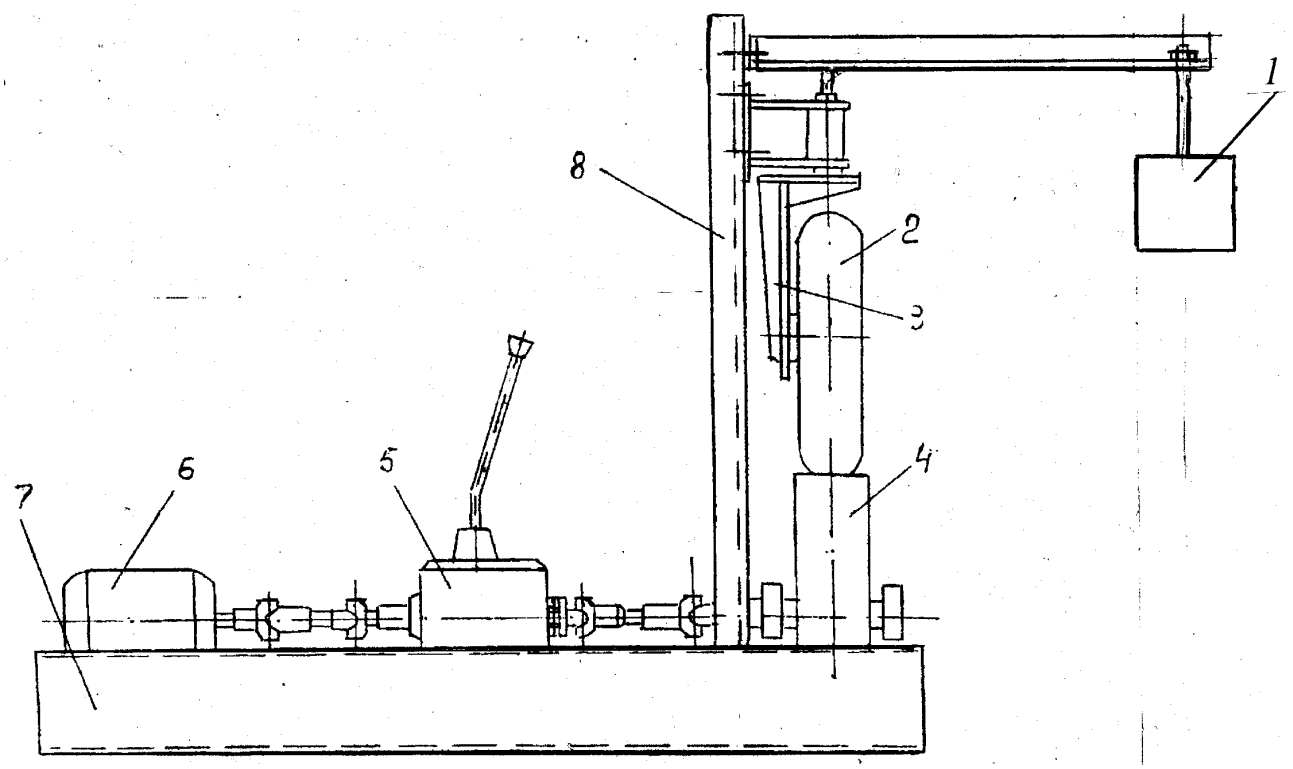
4 В коробке передач включить заднюю передачу;

5 Включить электродвигатель стенда;

6 Замерить действующую на каток поперечную силу, используя таблицу А1;

7 Последовательно изменяя углы поворота колеса (4, 5, 6 град.), определить поперечную силу в зависимости от угла поворота;

8 Установить давление воздуха в шине, как указано в таблице 25 и замеры повторить.



1 –груз; 2 – колесо; 3 – кронштейн; 4 – каток; 5 – коробка передач; 6 – электромотор; 7 – рама

Рисунок 15 – Схема стенда для определения коэффициента сопротивления уводу колеса

Коэффициенты сопротивления уводу определяется как

$$K_\delta = P/\delta,$$

где P – поперечная сила; δ – угол установки колеса на стенде (угол увода).

Полученные результаты записать в таблицу 25.

Таблица 25 – Коэффициенты сопротивления уводу шины

Давление воздуха в шине, кгс/см^2	Величина поперечной силы				Коэффициенты сопротивления уводу			
	2^0	4^0	5^0	6^0	2^0	4^0	5^0	6^0
1,0 1,5 2,0								

Определить давления воздуха в шинах, при которых автомобиль имеет недостаточную, излишнюю и нейтральную поворачиваемости. В выводах от-

разить рекомендации по давлениям воздуха в передних и задних шинах легкового автомобилей

По выражению (29) определить коэффициенты сопротивления уводу для каждого из указанных углов поворота колеса и давления воздуха в шине и записать их в таблицу 26. Сравнить полученные значения коэффициентов сопротивления уводу с приведенными в таблице 26. Значительные отклонения не допускаются.

Таблица 26 - Коэффициенты сопротивления уводу шин

Автомобили	Размерность шин (в дюймах)	К-т сопротивления уводу, кгс/град
ВАЗ-2101, -2113	6,15 - 13	35... 45
ВАЗ-2106, М-2140	6,45 - 13	50...58
ГАЗ - 24	7,35 - 14	60
ГАЗ - 52	7,50 - 20	66 ... 86
ГАЗ - 53	8,25 - 20	85 ...109
ЗИЛ - 130, КАМАЗ	9,00 - 20	160 ...180
МАЗ - 5335	11,00 - 20	200 ...240

Построить графики зависимости поперечной силы от угла установки колеса при этих давлениях.

ОТЧЕТ ПО РАБОТЕ

Отчет должен содержать цель работы, описание оборудования для проведения испытаний, полученные результаты, графики и их анализ. Указать, каким образом можно улучшить управляемость автомобиля. Заканчивается отчет выводами. Отчет оформляется каждым студентом отдельно.

Лабораторная работа № 8

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА БЛОКИРОВКИ ДИФФЕРЕНЦИАЛА

ЦЕЛЬ выполнения работы – определить коэффициент блокировки двухрядного кулачкового дифференциала ведущих мостов автомобиля ГАЗ-66.

Оборудование: стенд, включающий в себя:

1 Ведущий мост автомобиля ГАЗ-66;

2 Устройство для замера крутящих моментов на входном валу и полуосях ведущего моста.

Пояснения к выполнению работы

Коэффициент блокировки дифференциала есть отношение момента трения в дифференциале к моменту на корпусе дифференциала или момента на невращающейся полуоси - к моменту на корпусе дифференциала.

Установленный в ведущих мостах автомобиля ГАЗ-66 кулачковый двухрядный дифференциал типа «МАК Пауер Дивайдер» создан в США в 1929 г. фирмой с таким же названием. Сначала он применялся в качестве межосевого на полноприводных автомобилях, а с 1948 г. – и как межколесный. На Горьковском автозаводе такой дифференциал был подготовлен для автомобилей ГАЗ-51, ГАЗ-52, ГАЗ-63, но используется лишь на автомобиле ГАЗ-66, а также на бронетранспортерах БТР-60 и других моделях БТР.

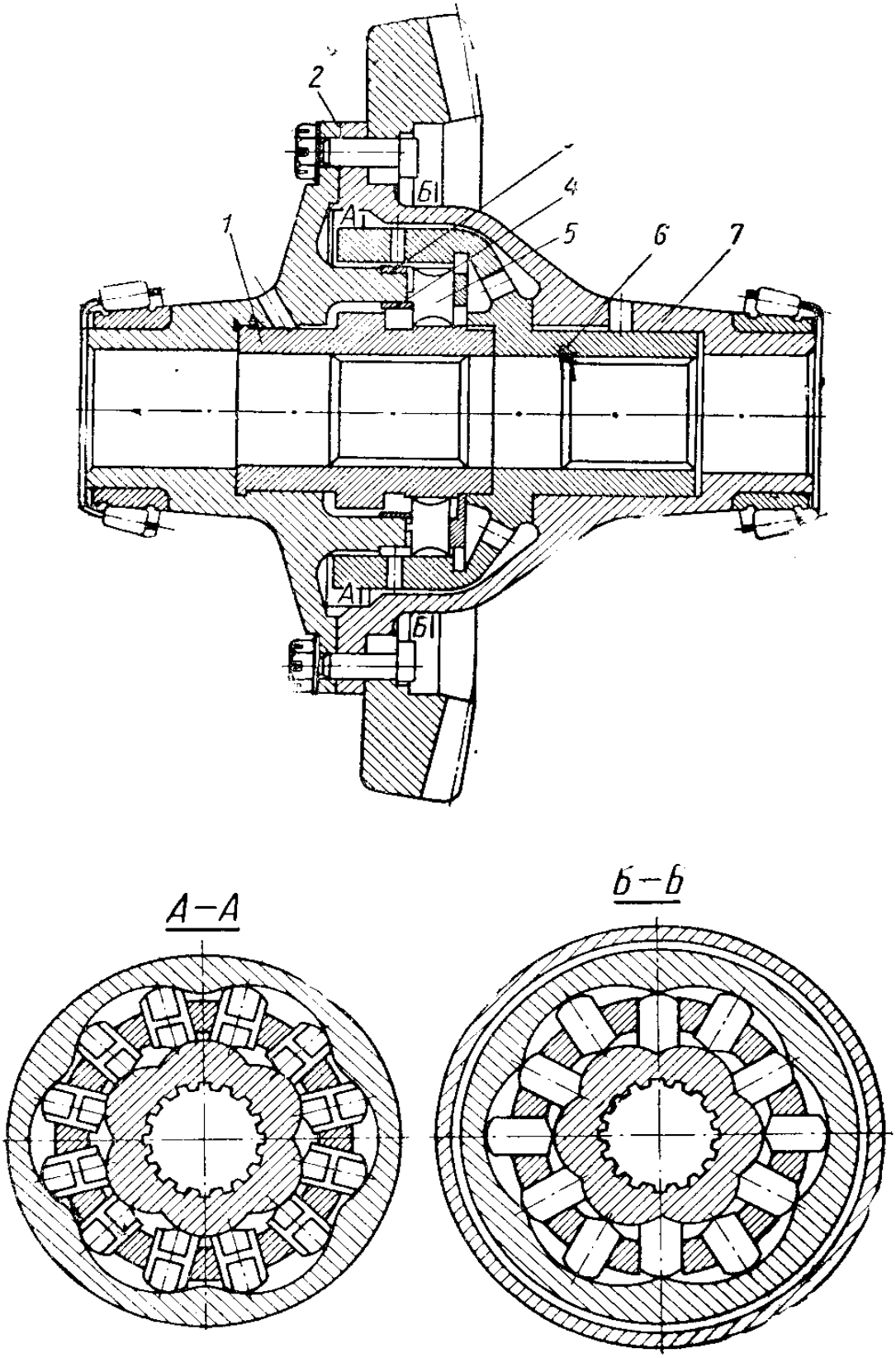
Устанавливаемый в ведущих мостах автомобилей ГАЗ-66 двухрядный кулачковый дифференциал (рисунок 16) состоит из корпуса с крышкой, наружной и внутренней обойм, в шлицевые отверстия которых вставляются полуоси, выполненного заодно с крышкой сепаратора. В сепараторе размещены два ряда плунжеров, называемых также сухарями, ползунами.

Чтобы передача крутящего момента была возможна, один ряд плунжеров в сепараторе смещен относительно другого на полшага. Рабочие поверхности обойм имеют выступы, называемые также кулачками. На кулачки при передаче крутящего момента давят наружные и внутренние концы плунжеров. На внутренней обойме ряды кулачков также смещены относительно друг друга на полшага. Профили кулачков и плунжеров имеют форму дуги, радиусы их подбираются таким образом, чтобы внутреннее передаточное число дифференциала было постоянным и равно единице. Передаточное число главой передачи ГАЗ-66 – 6,83.

Когда угловые скорости полуосей одинаковые, плунжеры неподвижны. При различных скоростях, например, автомобиль движется на повороте или когда одно колесо буксует, плунжеры перемещаются в отверстиях сепаратора и концы их скользят по поверхностям кулачков. При этом создается сила трения, препятствующая свободному вращению полуосей.

Число установленных в одном ряду плунжеров в два раза больше числа кулачков. Плунжеры в рядах работают поочередно, как показано на рисунке 16.

Общее число расположенных в два ряда плунжеров – 24 по 12 в одном ряду. Расположение плунжеров радиальное, со сдвигом относительно друг друга на полшага. Число полукруглых пазов внутри наружной обоймы – 6 (разрезы по А-А и Б-Б на рисунке 16).



1 – внутренняя обойма; 2 – ведущий сепаратор; 3 и 4 – кольца, удерживающие плунжеры от выпадения; 5 – плунжеры; 6 – наружная обойма; 7 –- корпус дифференциала

Рисунок 16 – Дифференциал повышенного трения ГАЗ-66

Пазы на наружной обойме создают обращенные внутрь выступы, называемые кулачками на наружной обойме. Показанные на рисунке 17 профили упрощены: в действительности они выполнены закругленными.

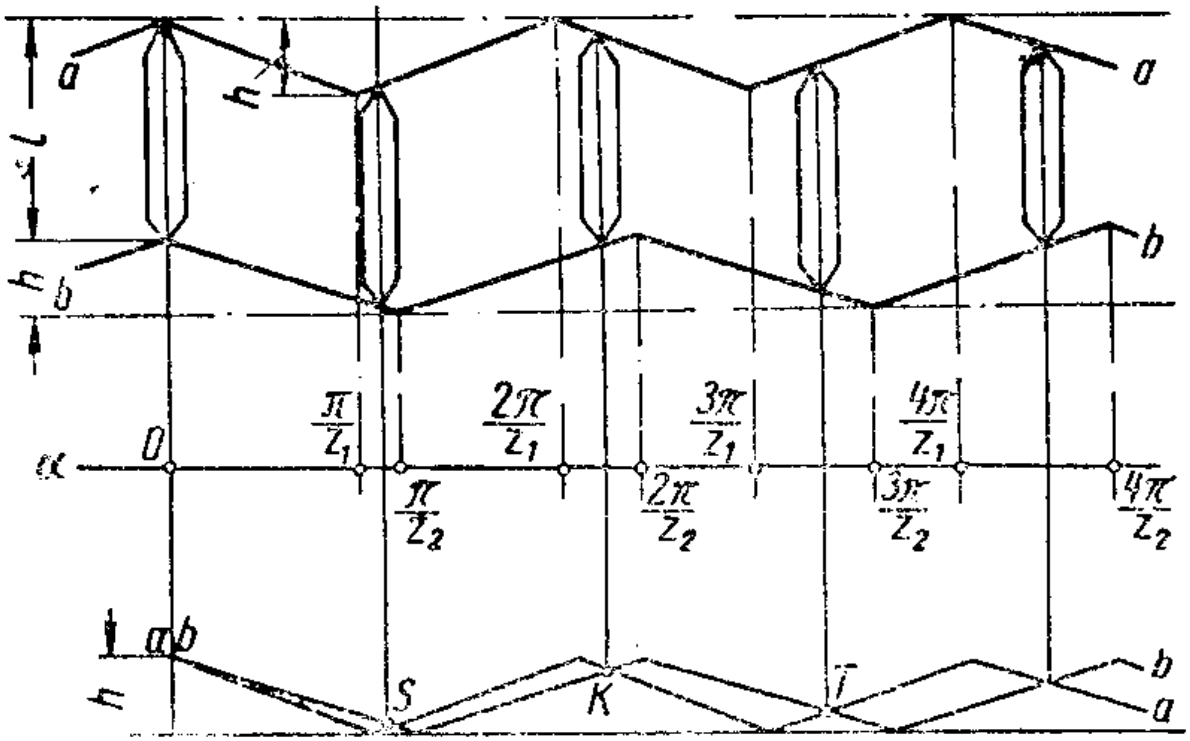


Рисунок 17 – Схема профилей кулачков обойм дифференциала

Полукруглые выступы на внутренней обойме расположены в два ряда по 6 в каждом ряду со сдвигом одного ряда выступов относительно другого на полшага. Эти выступы называются кулачками на внутренней обойме.

В дифференциале ГАЗ-66:

– радиус полукруглых пазов рабочих поверхностей на наружной обойме – 63,319 мм, радиус полукруглых выступов рабочих поверхностей на внутренней обойме – 38,35 мм;

– диаметр центров окружностей, образующих пазы на наружной обойме, – 27,153 мм, диаметр центров окружностей, образующих выступы на внутренней обойме, – 26,98 мм. Радиус рабочих поверхностей плунжера – 59,9 мм;

– диаметры расположения полукруглых пазов на наружной обойме: наибольший – 129,837 мм, наименьший – 117,666 мм;

– диаметры полукруглых выступов на внутренней обойме: наибольший – 80,076 мм, наименьший – 67,911 мм (рисунки 18 и 20).

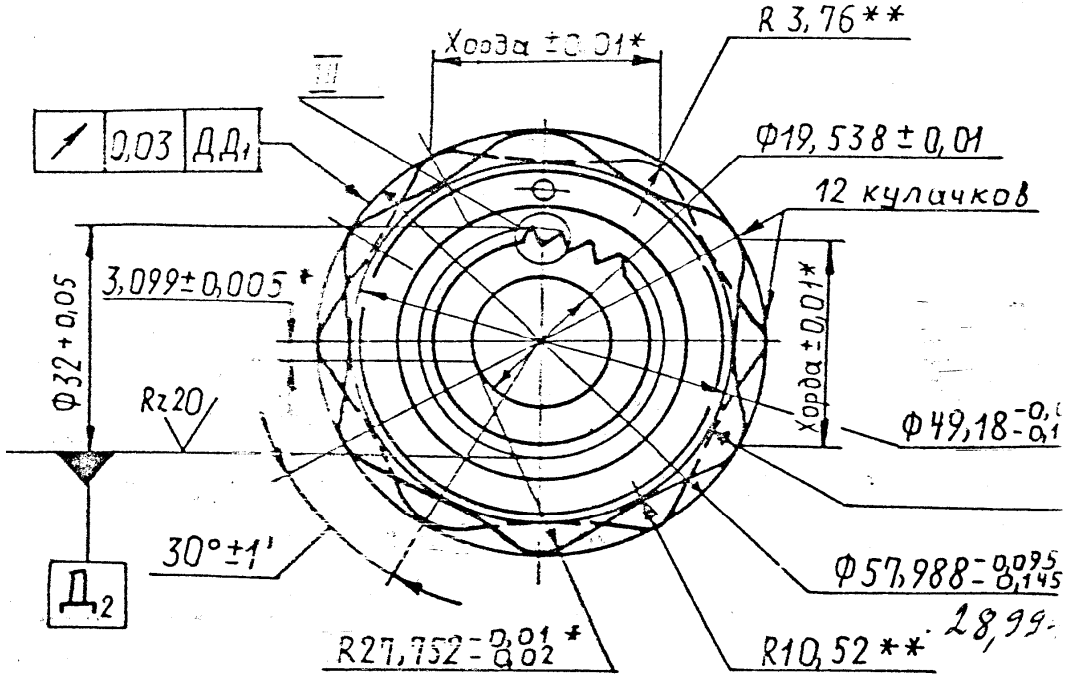


Рисунок 18 – Внутренняя обойма кулачкового дифференциала

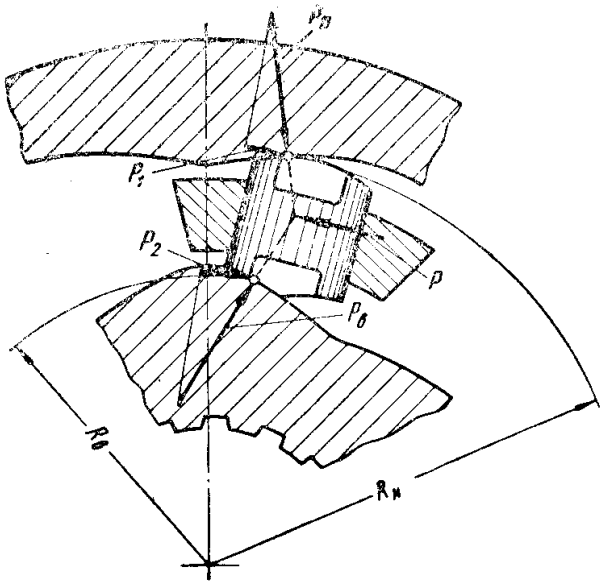


Рисунок 19 – Силы, действующие на плунжер и обоймы

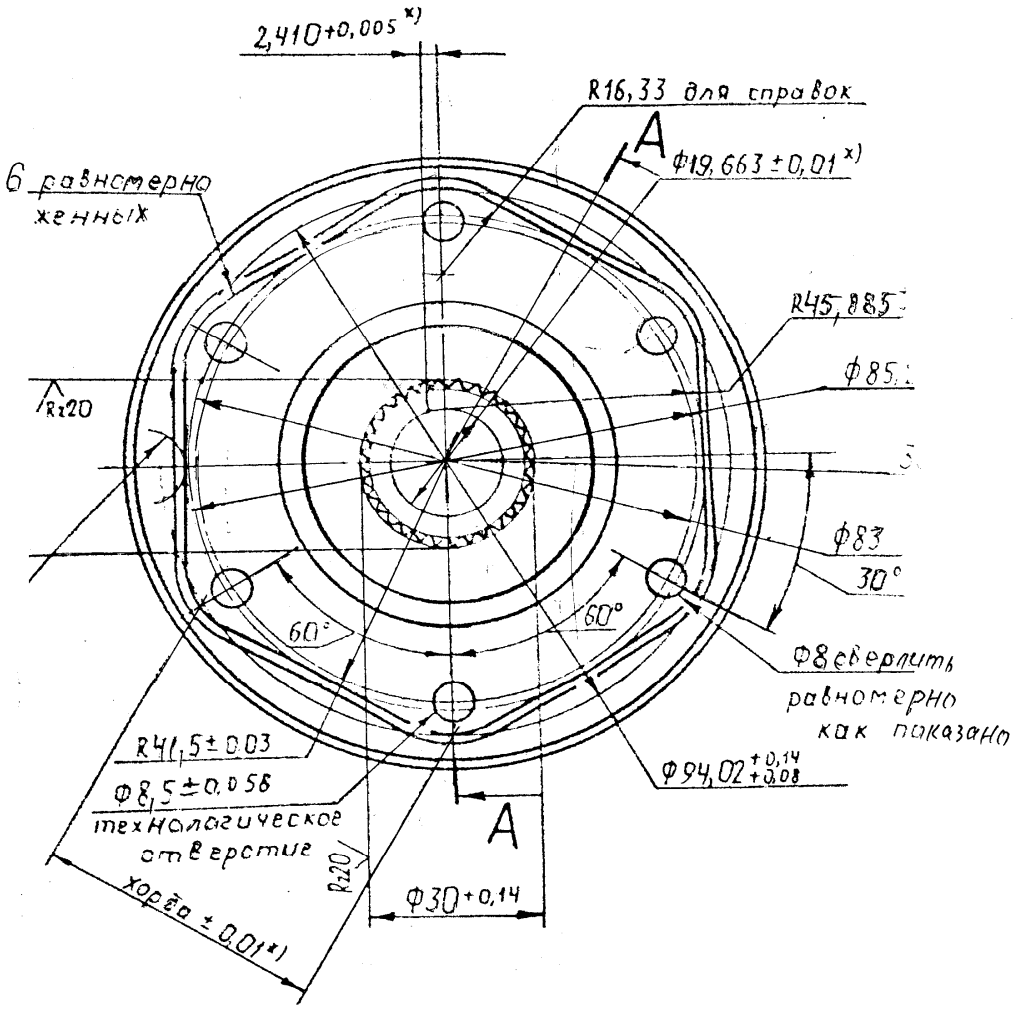


Рисунок 20 – Наружная обойма кулачкового дифференциала

При уменьшении сопротивления вращению одного из колес, например, на скользкой поверхности, соединенные с этим колесом кулачки на обойме дифференциала выдавливаются плунжером вперед, и колесо начинает вращаться быстрее. Половина суммы угловых скоростей двух обойм дифференциала равна угловой скорости сепаратора.

Когда одно из ведущих колес автомобиля оказывается вывешенным (т.е. не касаясь дороги), момент на другом колесе равен моменту трения в дифференциале.

Трения в дифференциале – это потери в трансмиссии. При невращающемся одном колесе, если другое вращается, КПД дифференциала наименьший. Если левое и правое колеса вращаются с одинаковыми угловыми скоростями, например, на прямой дороге, КПД дифференциала близок к 100%.

Коэффициент блокировки дифференциала $К_{бл}$ зависит от угла наклона профилей кулачков α на обоймах (рисунок 20) и коэффициента трения μ между плунжером и поверхностью кулачка.

Силы P_1 и P_2 в контакте плунжера и кулачков создают нормальные силы $P_{н1}$ и $P_{н2}$, которые могут быть определены как

$$P_1 / P_{H1} = \sin \alpha_1 ;$$
$$P_2 / P_{H2} = \sin \alpha_2 ,$$

где α_1 и α_2 – углы между касательными в точках контакта плунжера и кулачков и направлением действия силы Р.

Силы трения в контактах наружного и внутреннего концов плунжера

$$P_{тр1} = P_{H1} \cdot \mu = P_1 / \sin \alpha_1 \cdot \mu \cdot \cos \alpha_1 = P_1 / tg\, \alpha_1 \cdot \mu = P \cdot \mu / 2tg\, \alpha_1 ;$$
$$P_{тр2} = P_{H2} \cdot \mu = P_2 / \sin \alpha_2 \cdot \mu \cdot \cos \alpha_2 = P_2 / tg\, \alpha_2 \cdot \mu = P \cdot \mu / 2tg\, \alpha_2 ,$$

где μ - коэффициент трения плунжера и кулачка (0,08…0,1).

Момент трения в дифференциале равен:

$$M_{тр1} = P_{тр1} \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1 + 0{,}1\, P \cdot tg\, \alpha_1 \cdot r_1;$$
$$M_{тр2} = P_{тр2} \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 + 0{,}1\, P \cdot tg\, \alpha_1 \cdot r_2,$$

где r_1 и r_2 – радиусы, на которых силы $P_{тр1} \cdot \cos \alpha_1$ и $P_{тр2} \cdot \cos \alpha_2$ создают моменты трения относительно центральной оси дифференциала; $0{,}1\, P \cdot tg\, \alpha_1$ – сила трения плунжеров в обойме.

Приняв $P_1 = P_2$ и $\alpha_1 = \alpha_2$, коэффициент блокировки дифференциала $К_{бл}$ можно записать:

$$К_{бл} = \frac{M_{ТР}}{M_К} = \mu / 2tg\, \alpha_1 + 0{,}1 \cdot tg\, \alpha_1 , \qquad (30)$$

где $M_к$ – момент на корпусе дифференциала; $M_{ТР}$ – момент трения в дифференциале.

Коэффициент блокировки кулачковых дифференциалов обычно равен 0,5…0,6, но могут быть и другие значения. При изменении углов профиля α_1, α_2 от 35^0 до 6^0 коэффициент блокировки изменяется от 0,3 до 1.

На фланце ведущей шестерни главной передачи ГАЗ-66 установлена рукоятка для вращения ведущей шестерни. Одна из полуосей моста соединена с рычагом, противоположный конец которого опирается на динамометр. При вращении рукоятки эта полуось не вращается. Другая полуось вращается, но тормозится установленным на ней тормозом. Рычаг, соединенный с тормозом, своим противоположным концом опирается на динамометр или на весы.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1 Изучить конструкцию кулачкового дифференциала автомобиля ГАЗ-66;

2 Вращая установленную на фланце ведущей шестерни рукоятку, замерить крутящие моменты на полуосях. Замеры проводить для пяти значений тормозных моментов, изменяемых вращением гайки на тормозе;

3 Определить величину коэффициента блокировки дифференциала $К_{бл}$ и построить график зависимости коэффициента блокировки от значения тормозного момента на вращающейся полуоси. Результаты расчета занести в таблицу 27.

$$К_{бл} = \frac{M_{ТР}}{M_К} = \frac{M_{ТР}}{M_{вр} + M_{нвр}} ,$$

где $К_{бл}$ – коэффициент блокировки дифференциала; $М_{ТР}$ – момент трения в дифференциале, равный разности моментов на не вращающейся $М_{нвр}$ и вращающейся $М_{вр}$ полуосях; $М_к$ – момент на корпусе дифференциала, равный сумме моментов на невращающейся и вращающейся полуосях.

$$М_{тр} = М_{нвр} – М_{вр}; \quad М_к = М_{нвр} + М_{вр}. \qquad (31)$$

Таблица 27 – Крутящие моменты на деталях дифференциала

Момент на вращающейся полуоси $М_{вр}$, Н·м	Момент на не вращающейся полуоси $М_{нвр}$, Н·м	Момент на корпусе дифференциала $М_к$, Н·м	Момент трения в дифференциале $М_{тр}$, Н·м	Коэффициент блокировки дифференциала $К_{бл}$

4 Рассчитать необходимый коэффициент блокировки дифференциала для движения груженого автомобиля ГАЗ-66 на подъёме 15^0, если правые колеса автомобиля попали на лёд, а левые находятся на сухом асфальте . Рассмотреть два варианта : передний мост включен, передний мост выключен;

5 Написать отчет лабораторной работе.

Отчет по должен включать цель работы, описание стенда и параметров дифференциала, от которых зависит коэффициент блокировки, а также рассчитанные коэффициент блокировки дифференциала, графики и выводы. Отчет составляется каждым студентом отдельно.

Лабораторная работа № 9

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЗАТУХАНИЯ И АПЕРИОДИЧНОСТИ КОЛЕБАНИЙ

Цель – экспериментально и небольшими вспомогательными расчетами определить значения коэффициентов затухания и апериодичности колебаний установленного на стенде груза.

Оборудование: стенд, записывающая параметры колебаний аппаратура. Колебания кузова гасятся в основном за счет сил трения, создаваемых амортизаторами. При использовании в подвеске листовых рессор значительные силы трения могут быть также между листами рессор при колебаниях автомобиля.

Но эти силы непостоянны и при небольших амплитудах колебаний могут блокировать рессору, снижая плавность хода. Поэтому сила трения снижается путем смазывания листов, установки между листами пластин из материалов с низкими фрикционными свойствами, а также использования упругих элементов, не имеющих скользящих деталей, например, винтовых пружин, которые и

применяются в подвесках современных легковых автомобилей. Для гашения колебаний применяется амортизатор – устройство, создающее сопротивление за счет дросселирования находящегося в нем масла.

Гашение колебаний кузова автомобиля характеризуются коэффициентами затухания колебаний и апериодичности. Значение их зависит от величины трения в подвеске, что выражается коэффициентом сопротивления амортизаторов, установленных на автомобиле. Создаваемая амортизатором сила сопротивления колебаниям кузова равна

$$P = K_{o,,c} \cdot V, \qquad (32)$$

где P – сила, создаваемая амортизатором, Н; $K_{o,c}$ – коэффициент сопротивления амортизатора при сжатии (K_c) или отдаче (K_o), Н с /см; V – скорость перемещения штока амортизатора, см/с.

Из выражения (32)

$$K_{o,c} = P / V.$$

Коэффициент сопротивления амортизатора при отдаче (K_o) можно рассчитать, если, например, подвесив амортизатор за шток, закрепить на его нижней части груз. Замерив время и длину полного выхода штока из корпуса амортизатора под действием веса груза и разделив длину выхода на время выхода, определяем скорость выхода штока. Разделив вес груза на скорость выхода штока, находим численное значение K_o.

Аналогично можно определить коэффициент сопротивления амортизатора при сжатии (K_c). Для этого сначала определяется скорость входа штока в корпус амортизатора под действием веса груза, а далее вес груза делится на эту скорость.

Коэффициент сопротивления при сжатии амортизатора меньше, чем при растяжении, в 2…4 раза. Поэтому гашение колебаний кузова происходит в основном при ходе отдачи, когда амортизатор растягивается. Численные значения коэффициентов сопротивления амортизаторов:

- легковые автомобили – K_c = 8…14 Н·с/см, K_o = 15…30 Н·с/см;
- грузовые автомобили – K_c = 20…30 Н·с/см, K_o = 40…100 Н·с/см.

Коэффициент затухания (декремент затухания) колебаний равен отношению амплитуды предыдущего колебания к амплитуде последующего колебания:

$$d = Z_0/Z_1 , \qquad (33)$$

где d – коэффициент затухания колебаний; Z_0 – амплитуда предыдущего колебания; Z_1 – амплитуда последующего колебания.

Для подвесок легковых автомобилей численное значение коэффициента затухания равно 25…40, для грузовых при наличии амортизаторов – 3,5…6. При отсутствии амортизаторов (например, задняя подвеска грузовых автомобилей) – 2…2,4. Чтобы при наезде на неровность снизить передаваемую на кузов силу от амортизаторов, усилие, необходимое для сжатия амортизатора, должно быть в 2...4 раза меньше, чем при растяжении. Гашение колебаний осуществляется в основном при ходе отдачи (разжатии) упругого элемента подвески, когда амортизатор растягивается.

На рисунке 21 показана зависимость силы сопротивления амортизатора от скорости его сжатии и растяжении.

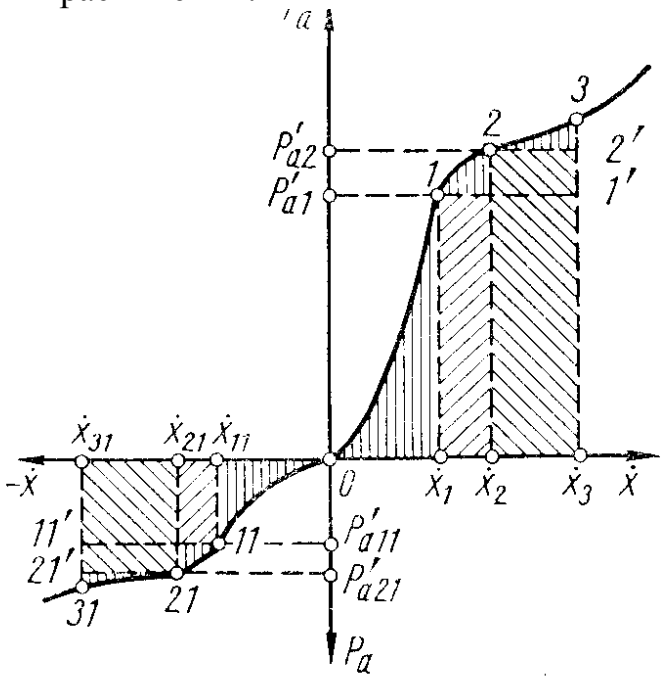


Рисунок 21 – Характеристика амортизатора

Точки 1 и 11 на графике показывают моменты срабатывания перепускных клапанов, предохраняющих амортизатор от поломок.

Вертикальные ускорения от действия амортизаторов на легковых автомобилях не должны превышать 5 м/с^2.

Проверка амортизаторов с целью установления качества их изготовления проводится на стенде, где записывается рабочая диаграмма амортизатора (рисунок 22), представляющая зависимость создаваемого амортизатором усилия в от полного хода поршня амортизатора 100 мм, частоте 100 кол/мин, температуре амортизатора 20^{0}С. Если заштрихованная на рабочей диаграмме площадь меньше контрольной, амортизатор изготовлен некачественно.

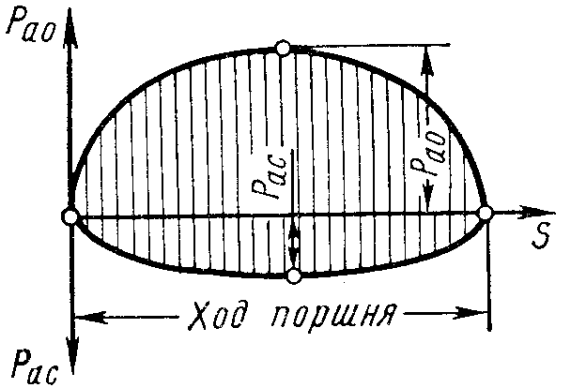


Рисунок 22 – Рабочая диаграмма амортизатора

Гасящие свойства амортизаторов характеризуются также количеством превращенной механической энергии колебаний в тепловую. Для двух амортизаторов, установленных на мосту, можно записать:

$$W = \frac{2CZ^2}{2}, \qquad (34)$$

где W – количество механической энергии при колебании; C –- жесткость подвески; Z – амплитуда колебания.

За один период колебания в тепло превращается энергия:

$$\Delta W = W_1 - W_{i+1} = C \cdot (Z_1^2 - Z_{i+1}^2),$$

где W_i и W_{i+1} – механическая энергия двух, следующих одно за другим колебаний; Z_i , Z_{i+1} – амплитуды этих колебаний.

Количество энергии, превращенной в тепло за первое колебание ($\Delta W / W \cdot 100$ %), равно 99,9% для подвесок с амортизаторами и 80... 85% – без амортизаторов.

Гашение колебаний оценивается, кроме того, коэффициентом апериодичности колебаний. Оценка ведется с учетом уменьшения частоты колебаний, наступающей после введения трения в колебательную систему, т.е. после установки амортизаторов. Чем больше сопротивление амортизатора, тем ниже частота колебаний. Для автомобилей с амортизаторами γ равно 0,3…0,5. При этом частота колебаний с амортизатором меньше, чем без амортизатора, на 5…12%.

Определить частоту колебания кузова автомобиля после установки амортизаторов можно по следующему выражению**:**

$$\omega_o = \sqrt{\omega^2 - \gamma^2} \cdot \omega^2 = \omega \cdot \sqrt{1 - \gamma^2}, \qquad (35)$$

где ω_o – частота колебаний с амортизаторами, рад/с; ω – частота колебаний без амортизаторов, рад/с; γ – коэффициент апериодичности.

Коэффициент апериодичности определяется как $\gamma = h/\omega$, где h – коэффициент относительного сопротивления.

Но $h = K_{o,c} / M$ и $\omega = \sqrt{c \cdot M}$,

где M – подрессоренная масса, приходящаяся на колесо, кг; $K_{o,c}$ – коэффициент сопротивления амортизатора при сжатии (K_c) или отдаче (K_o), кгс·с/м; c – жесткость упругого элемента подвески, кгс/рад; γ – коэффициент апериодичности колебаний.

После подстановки получим:

$$\gamma = K_{o,c} / \sqrt{c \cdot M}. \qquad (36)$$

А м п л и т у д ы последовательных колебаний при наличии трения могут быть определены:

$$Z_0 = A \cdot \sin\alpha;$$
$$Z_1 = A \cdot e^{-t\,h} \cdot \sin\alpha;$$
$$Z_2 = A \cdot e^{-2\,t\,h} \cdot \sin\alpha;$$
$$Z_3 = A \cdot e^{-3\,t\,h} \cdot \sin\alpha,$$

где Z_0, Z_1, Z_2, Z_3 – искомые амплитуды; A – начальное перемещение; e – основание натурального логарифма (2,73); t – период колебаний, равный $2\pi/\omega_0$; h – коэффициент относительного сопротивления; α – фазовый угол (при рассмотрении полного колебания $\alpha = 90^0$).

Тогда коэффициент затухания

$$d = \frac{Z_0}{Z_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \ldots = e^{th}. \qquad (37)$$

Прологарифмировав, получим

$$\ln d = t\,h = 2\pi \cdot \frac{h}{\omega} = \frac{2\pi \cdot h}{\omega \cdot \sqrt{1-\gamma^2}} = \frac{2\pi \cdot \gamma}{\sqrt{1-\gamma^2}}.$$

Откуда коэффициент апериодичности колебаний:

$$\gamma = 1 - \sqrt{1 + \frac{4\pi^2}{\ln^2 \cdot d}}. \qquad (38)$$

В таблице 28 приведены значения коэффициентов апериодичности колебаний кузовов некоторых отечественных автомобилей при ходе сжатия и отдачи (для полного веса – в числителе, для снаряженного автомобиля – в знаменателе).

Таблица 28 – Коэффициенты апериодичности колебаний

Автомобили	$\gamma_{сж}$	$\gamma_{отд}$	Подвеска
ВАЗ заднеприводные	0,06 / 0,07	0,29 / 0,33	передняя
	0,07 / 0,1	0,38 / 0,51	задняя
ГАЗ - 24	0,08 / 0,1	0,23 / 0,25	передняя
- " -	0,15 / 0,19	0,33 / 0,4	задняя

На рисунке 23 показана зависимость между отношением частот колебаний с амортизатором ω и без амортизатора ω_0 и коэффициентом апериодичности γ.

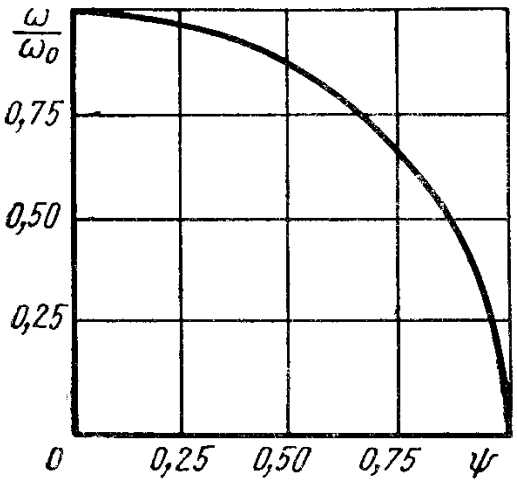


Рисунок 23 – Зависимость коэффициента апериодичности от отношения частот колебаний

Как следует из рисунка 23, для $\gamma = 0{,}3$ снижение частоты составляет лишь 4,5%.

Амплитудно-частотные характеристики колебаний для различных значений коэффициентов апериодичности показаны на рисунке 24.

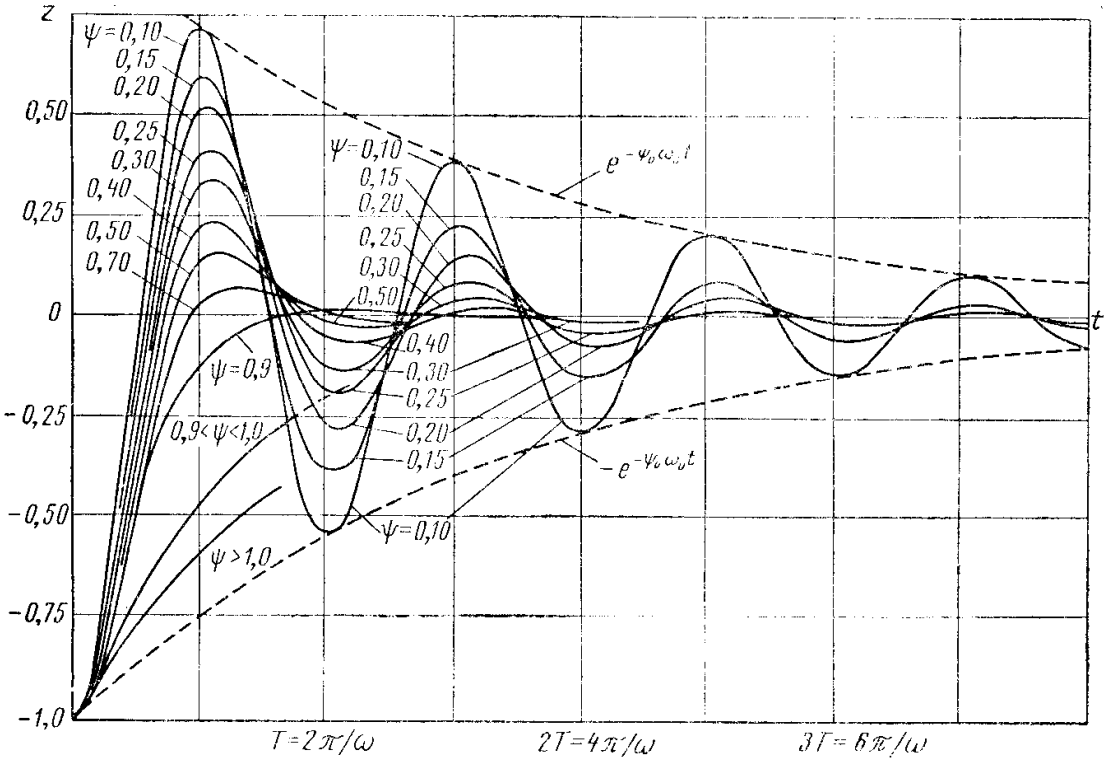
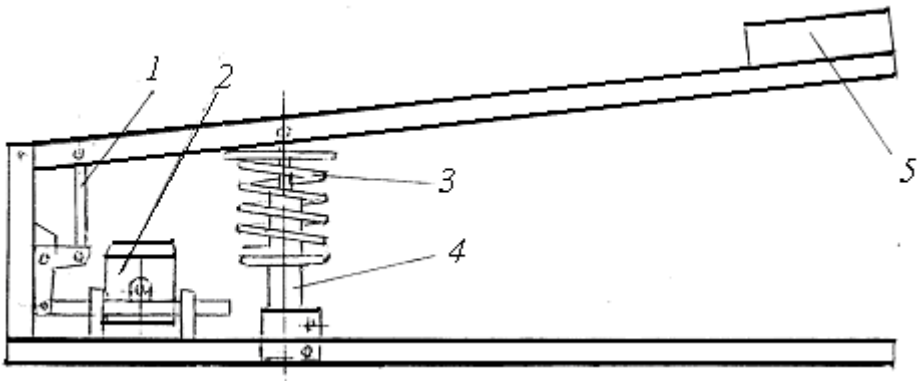


Рисунок 24 - Амплитудно-частотные характеристики колебаний кузова автомобиля при различных значениях коэффициента апериодичности

Если амортизаторы отсутствуют, как обычно бывает в задних подвесках грузовых автомобилей, коэффициент апериодичности колебаний близок к 0,1.

Работа выполняется на стенде – рисунок 25.



1 – привод пишущего устройства; *2* – осциллограф К12-22; *3* – пружина подвески; *4* – амортизатор подвески; *5*– груз

Рисунок 25 – Стенд для определения коэффициентов затухания и апериодичности колебаний

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1 Подготовить стенд для проведения испытаний;

2 Определить скорость перемещения штока амортизатора под действием; приложенной силы и рассчитать коэффициенты сопротивления амортизатора, используя выражение (38);

3 По деформации установленной на стенд пружины и приходящейся на неё силы определить жесткость пружины;

4 Нажатием на груз привести систему в колебательное движение. С помощью имеющегося на стенде устройства записать амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) колебаний груза с амортизатором и без амортизатора;

5 По полученным записям рассчитать частоту колебаний груза на стенде и коэффициенты затухания;

6 По графику на рисунке 23, имея отношение частот колебаний, определить коэффициенты апериодичности с амортизатором и без амортизатора;

7 Сравнить полученные значения с рекомендуемыми для автомобиля;

8 Определить коэффициент сопротивления амортизатора при отдаче .

ОТЧЕТ ПО РАБОТЕ

В отчете указать цель проведения лабораторной работы, используемое оборудование, порядок выполнения работы, полученные результаты. В отчет также включить расчетные значения коэффициентов затухания и апериодичности колебаний для n_1 – частота колебаний с амортизатором; n_2 – частота колебаний без амортизатора. Сделать выводы по полученным результатам.

Отчет составляется каждым студентом отдельно.

Лабораторная работа № 10

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ОСЕВОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ТОРМОЗНЫХ СИЛ

Цель работы – экспериментально определить тормозные моменты на задних колесах автомобиля ГАЗ-52-01 при различных давлениях в гидроприводе и рассчитать коэффициенты осевой неравномерности тормозных сил для этих значений тормозных моментов.

Оборудование: автомобиль ГАЗ-52-01, рычажная система для замера тормозного момента, домкрат, динамометр, рулетка.

Пояснения к работе

Создаваемый на колесе автомобиля тормозной момент зависит от давления жидкости (воздуха) в приводе. В современных тормозных системах максимальное давление в гидравлическом приводе может быть до 10 МПа (100 кгс/см^2), в пневматическом приводе – до 0,7-0,8 МПа (7-8 кгс/см^2). Чем выше давление, тем больше тормозной момент. Если нет усилителя, давление тормозной жидкости в приводе полностью определяется усилием на тормозной педали.

На автомобиле с пневмоприводом тормозов водитель при нажатии на тормозную педаль лишь открывает кран и сжатый воздух по трубопроводу поступает в тормозные камеры.

Тормозные моменты на левом и правом колесах автомобиля по ряду причин не одинаковы. Различие тормозных сил выражается коэффициентом осевой неравномерности тормозных сил, который равен отношению разницы тормозных сил на левом и правом колесах каждой оси автомобиля к сумме тормозных сил на этих колесах. Коэффициент осевой неравномерности тормозных сил определяется отдельно для каждой оси автомобиля:

$$К_н = \frac{Р_{пр} - Р_{лев}}{Р_{пр} + Р_{лев}}, \qquad (39)$$

где $К_н$ – коэффициент осевой неравномерности тормозных сил; $Р_{ПР}$ – тормозная сила на правом колесе автомобиля; $Р_{ЛЕВ}$ – тормозная сила на левом колесе той же оси автомобиля.

Для оценки тормозных свойств автомобиля используется только абсолютное значение коэффициента $К_н$.

По ГОСТ Р 51709-2001 при проверках на стендах допускается относительная разность тормозных сил колес оси (в процентах от наибольшего значения) для АТС категорий M_1, M_2, M_3 и передних осей автомобилей и прицепов категорий N_1, N_2, N_3, O_2, O_3, O_4 не более 20 %, а для полуприцепов и последующих осей автомобилей и прицепов категорий N_1, N_2, N_4, O_2, O_3, O_4 – 25 %.

Категории автомобилей, автобусов, прицепов:

M_1 – легковые и автобусы вместимостью не более 8 пассажиров;
M_2 – автобусы вместимостью более 8 пассажиров полной массой до 5 т;
M_3 – автобусы полной массой более 5 т:
N_1 – грузовые автомобили полной массой до 3,5 т;
N_2 – грузовые автомобили полной массой от 3,5 до 12 т;
N_3 – грузовые автомобили полной массой более 12 т;
O_1 – прицепы полной массой до 0,75 т;
O_2 – прицепы полной массой от 0,75 до 3,5 т;
O_3 – прицепы полной массой от 3,5 до 10 т;
O_4 – прицепы полной массой более 10 т.

В реальных условиях, особенно на автомобилях с большим пробегом, коэффициент осевой неравномерности тормозных сил бывает 0,3 и более, что может приводить к заносу автомобиля при торможении. Задачей данной лабораторной работы является определение коэффициента осевой неравномерности тормозных сил для задней оси автомобиля ГАЗ-52-01.

Работа выполняется на шасси автомобиля ГАЗ-52-01 с использованием для определения тормозных моментов рычажной системы, показанной на рисунке 26.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1 Нажимая на тормозную педаль, определить зависимость давления тормозной жидкости в тормозной системе автомобиля от усилия на педали. Составить

график такой зависимости. Определить максимальное усилие на тормозной педали, которое может создавать водитель, не слишком напрягаясь.

2 Смонтировать на раме автомобиля ГАЗ-52-01 показанную на рисунке 26 рычажную систему для замера тормозного момента на заднем колесе, для чего:

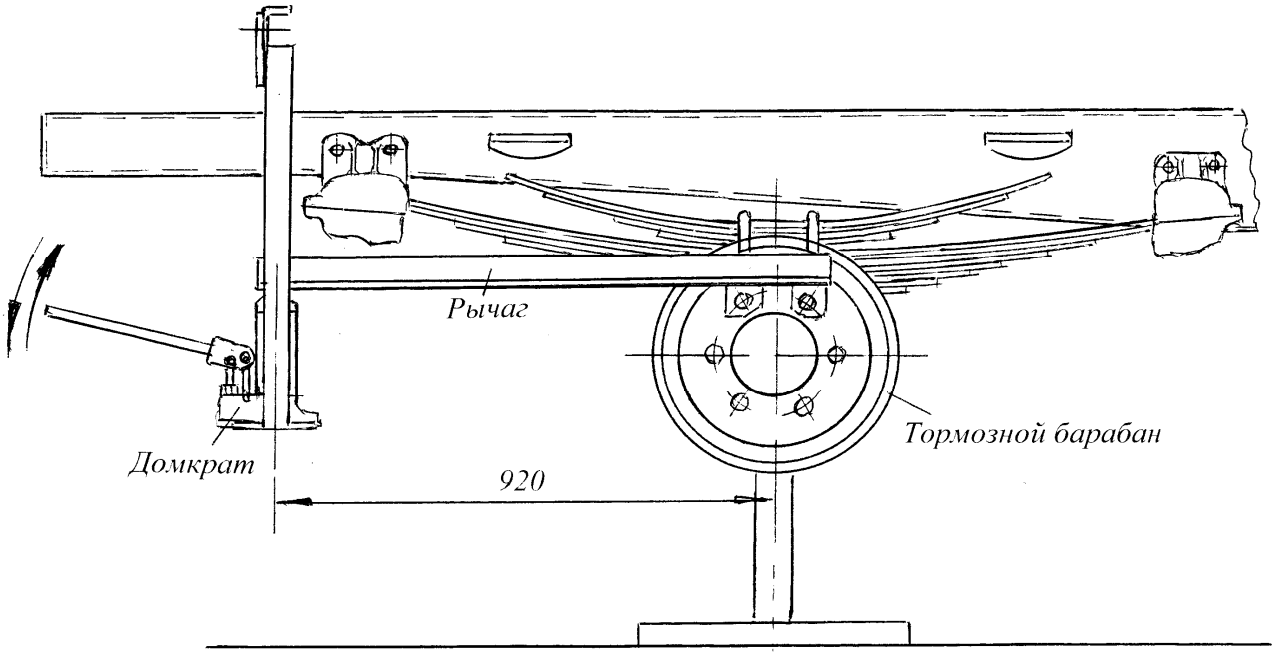
– установить поперечную балку на раме автомобиля;
– закрепить на поперечной балке подвес для домкрата;
– установить домкрат;
– на шпильки на колесе установить рычаг и затянуть гайки. Другой конец рычага должен лежать на винте домкрата;
– установить динамометр.

3 Создать давление в тормозной системе 2 МПа (20 кгс/см^2).

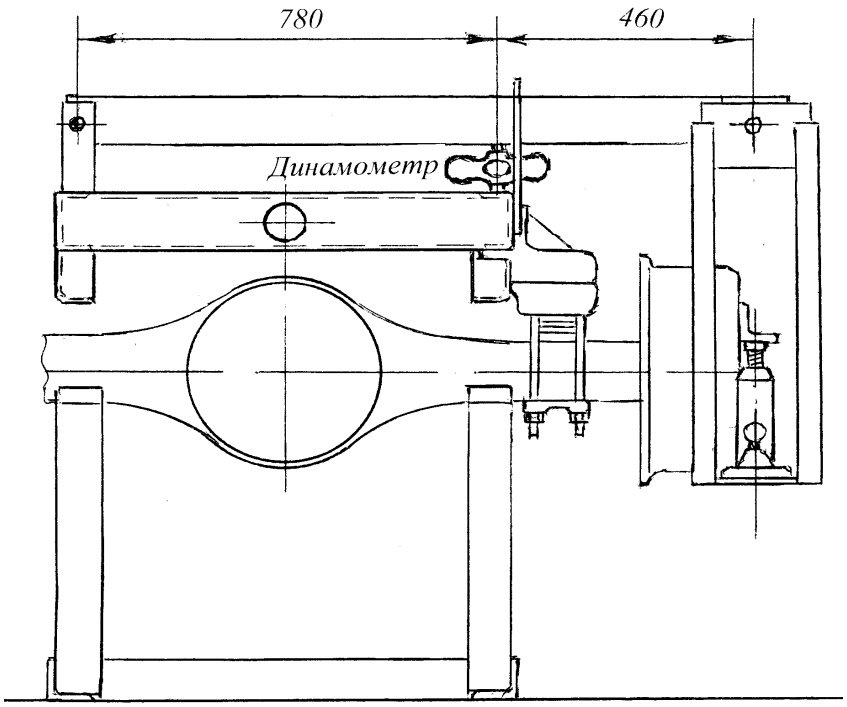
4 Качать рычаг насоса домкрата до тех пор, пока тормоз колеса не перестанет удерживать тормозной барабан. Показания динамометра в мм, установленного под поперечной балкой, записать в таблицу 29. Замеры выполнить при давлениях, указанных в таблице 29.

Таблица 29 – Результаты замеров и расчетов в лабораторной работе

Давление тормозной жидкости, МПа	Показания динамометра, мм	Усилие на динамометре, Н	Тормозной момент на правом колесе, Н·м	Тормозной момент на левом колесе, Н·м	Коэффициент осевой неравномерности $К_н$
2 4 6 8					



а)



б)

а – вид сбоку; б – вид сзади

Рисунок 26 – Рычажная система для замера тормозного момента на заднем колесе автомобиля

Передаточное число рычажной системы, приведенной на рисунке 26, может быть определено следующим образом. Действующая на динамометр сила равна сумме сил на левом (его длина 780 мм) и правом (его длина 460 мм) концах рычага. Силы на концах обратно пропорциональны указанным длинам. Изгибающие моменты от этих сил равны между собой:

$$X_1 \cdot 780 = X_2 \cdot 460,$$

где X_1 – сила, действующая на длинном конце рычага; X_2 – сила, действующая на коротком конце рычага, где установлен домкрат (она же действует на конце другого рычага, закрепленного на тормозном барабане).

Обозначив сумму сил $X_1 + X_2 = X$, выведя отсюда $X_1 = X - X_2$, и подставив выражение для X_1 в выражение для равенства моментов, получим:

$$X_2 = \frac{X \cdot 780}{460 + 780} = 0{,}629\ X,$$

где X – сила, действующая на динамометр; 0,629 – передаточное число рычажной системы.

Используя тарировочные данные динамометра (таблица А1), рассчитать тормозной момент (Н·м) на тормозном барабане задних колес. Для этого силу на динамометре X в ньютонах умножить на передаточное число рычажной системы 0,629 и на длину рычага, закрепленного на тормозном барабане – 0,92 м:

$$M_т = X \cdot 0{,}629 \cdot 0{,}92 = 0{,}58\ X\ .$$

5 Выполнить замеры тормозного момента при давлениях тормозной жидкости в гидроприводе 4 МПа, 6 МПа, 8 МПа. В таком же порядке выполнить

замеры для противоположного тормоза. Полученные результаты занести в таблицу 29.

6 Построить график зависимости тормозных моментов на правом и левом колесах от давления тормозной жидкости в гидроприводе.

7 По выражению (39) определить значения коэффициентов осевой неравномерности тормозных сил $К_н$ для задних колес автомобиля ГАЗ-52-01 при всех давлениях тормозной жидкости, для которых проводились замеры. Результаты занести в таблицу 29.

8 Рассчитать максимальный тормозной момент на задних колесах на сухой дороге при полной загрузке автомобиля

$$M_т = G_к \cdot r_к \cdot \varphi, \qquad (40)$$

где $M_т$ – максимальный тормозной момент; $G_к$ – нагрузка на задние сдвоенные колеса с одной стороны автомобиля (18000 Н); $r_к$ – радиус качения колеса (0,445 м); φ – коэффициент сцепления колеса и сухой дороги (0,7).

9 Определить давление тормозной жидкости при максимальном тормозном моменте.

ОТЧЕТ ПО РАБОТЕ

Отчет по лабораторной работе должен включать цель работы, описание используемого оборудования, таблицу с полученными результатами эксперимента и значениями коэффициентов неравномерности торможения, выводы и заключение. Отчет составляется каждым студентом отдельно.

Лабораторная работа № 11
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ АВТОМОБИЛЯ В ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ

Цель – экспериментально определить путь, время и скорость автомобиля при разгоне, полученные результаты проверить расчетами.

Оборудование: автомобиль, бесконтактный прибор Performance производства США.

Характеристики прибора Performance

(рекламные сведения)

Прибор PerformanceBox (рисунок 27) используется изготовителями автомобилей, шин и автомобильными журналами. С помощью этого прибора можно произвести замеры времени, ускорения, тормозного пути, времени прохождения четверти мили и еще многое другое. Есть возможность определить длину пути при разгоне от 0 до 60 мили/ч, от 0 до 100 мили/ч, до 100 мили/ч и полной остановке. PerformanceBox – мощный инструмент для использования в различных видах испытаний транспортных средств, с его помощью совершенствуются характеристики транспортных средств.

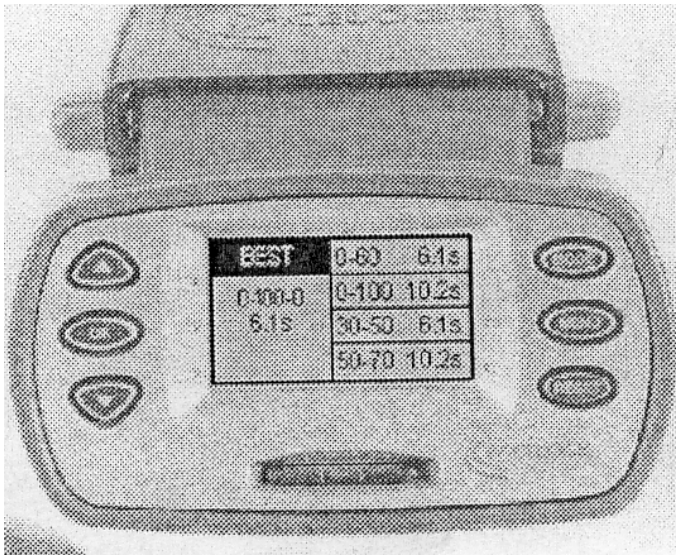


Рисунок 27 – Прибор PerformanceBox (маршрутизатор)

На дисплее прибора показывается время движения за цикл испытаний, может быть показано лучшее время за цикл, количество циклов, время до шести отрезков за цикл. Сохраняются результаты и последовательность записи при многократных измерениях. В каталоге сохраняется полная запись измерений в любой промежуток времени.

Погрешность скорости, показываемой на цифровой шкале на открытой местности, – 0,1 мк/ч. Это даёт возможность проверить точность спидометра транспортного средства. В меню имеется также одометр, позволяющий определить высоту, где проводятся испытания. и компас. Дисплей имеет «точку интереса№, которая позволяет испытателю подготовиться к записи при приближении к этой точке. Файлы POI могут быть отредактированны для последующего использования.

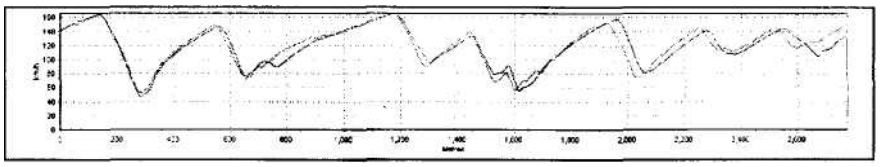


Рисунок 28 - Цифровая шкала прибора PerformanceBox

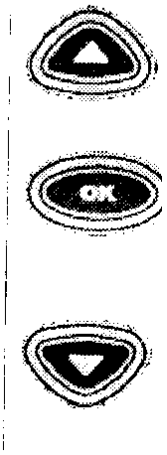


Рисунок 29 – Левый ряд кнопок на приборе PerformanceBox

Верхняя кнопка используется при навигации по меню. После нажатия средней кнопки MENU на дисплее отображается выбор режимов и результаты замеров. Нижняя кнопка используется при навигации по меню.

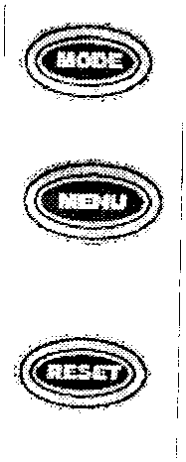


Рисунок 30 – Правый ряд кнопок на приборе PerformanceBox

Верхняя кнопка – выбор режимов. Средняя кнопка – доступ в меню. Нижняя кнопка – сброс результатов, сброс промежуточных результатов при удержании кнопки 1,5 сек. Для полного сброса необходимо удерживать кнопку 5 сек.

PerformanceBox позволяет измерять мощность, развиваемую двигателем. Установив вес автомобиля, можно с помощью системы GPS вычислить мощности в лошадиных силах или киловаттах. Результаты получаются достаточно точные.

Чтобы улучшить время за цикл испытаний и иметь обратную связь, PerformanceBox содержит сложный функциональный пакет. Если используется карта SD 64 МБ, PerformanceBox может записывать данные непрерывно до 50 часов, которые могут быть проанализированы с помощью программного обеспечения и сделать графический анализ ускорения, торможения и времени за цикл испытаний. Можно загрузить до четырех файлов одновременно и составить точную карту трассы, сравнивая характеристики движения при различных циклах ис-

пытаний. Программное обеспечение учитывает точность анализа измерений. Записывающиеся данные автоматически переносятся на карту SD I виде текста.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1 Познакомиться с прибором PerformanceBox, изучить его характеристики.

2 Используя прибор PerformanceBox, провести замеры динамических параметров автомобиля

3 Полученные при испытаниях результаты проверить расчетами. Для этого По крутящему моменту двигателя рассчитать время, путь, скорость и ускорение при разгоне автомобиля на каждой передаче в коробке передач. Определенную скорость сравнить с показаниями спидометра. Определить неточность спидометра в %.

Полученные при экспериментах результаты сравнить с их расчетными значениями. Для этого определить силу тяги на ведущих колесах на различных передачах в коробке передач и рассчитать ускорения, время и путь разгона:

$$\frac{M_e \cdot и_{кп} \cdot и_{гп} \cdot \eta_{тр}}{r} - P_f - P_w = \frac{G_a}{g} \cdot j \cdot \delta$$

Отсюда:

$$j = -\frac{M_e \cdot и_{кп} \cdot и_{гп} \cdot \eta_{тр} \cdot g - P_f \cdot g \cdot r - P_w \cdot g \cdot r}{G \cdot r \cdot \delta},$$

где M_e – крутящий момент двигателя (для автобуса КАВЗ-3976 – 284,5 Н·м); $и_{кп}$ – передаточное число коробки передач (для автобуса КАВЗ-3976 соответственно, начиная с первой: 6,55; 3,09; 1,71; 1,0); $и_{гл}$ – передаточное число главной передачи (для автобуса КАВЗ-3976 - 6,17); $\eta_{тр}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии; r – радиус качения колеса (для автобуса КАВЗ-3976 – 0,46 м; G_a – сила веса автобуса с пассажирами, Н; g – ускорение свободного падения, м/с^2; δ – коэффициент учета вращающихся масс; P_f – сила сопротивления качению колес, Н; P_w – сила сопротивления воздуха, Н.

Масса снаряженного автобуса КАВЗ-3976 – 4030 кг, масса пассажира – 75 кг. Данные по другим автомобилям можно взять в лабораторной работе № 1.

Коэффициент учета вращающихся масс определяется по выражению:

$$\delta = 1{,}03 + (0{,}03...0{,}05) \cdot u_{кп}^{\ 2} \cdot u_{рк}^{\ 2}.$$

Рассчитав ускорение, определить путь разгона

$$S = \frac{i \cdot T^2}{2},$$

где S – путь разгона, м; j – ускорение при разгоне, м/с^2; T – время разгона, с.

$$S = \frac{V^2}{2j}.$$

Замеренную при разгоне скорость автомобиля проверить расчетом,

$$V = j \cdot T.$$

Результаты занести в таблицу 30.

Таблица 30 – Время и путь разгона автомобиля

Параметр	10 км/ч	20 км/ч	30 км/ч	40 км/ч	50 км/ч	60 км/ч	70 км/ч
Передача1 Путь разгона, м Время, с Ускорение, м/с							
Передача 2 Путь разгона, м Время, с Ускорение, м/с							
Передача 3 Путь разгона, м Время, с Ускорение, м/с							
Передача 4 Путь разгона, м Время, с Ускорение, м/с							
Передача 5 Путь разгона, м Время, с Ускорение, м/с							

* - значения скорости могут быть другие.

По рассчитанным величинам построить графики пути S, времени T и ускорения j при разгоне автомобиля в зависимости от его скорости V.

ОТЧЕТ ПО РАБОТЕ

Отчет по лабораторной работе должен содержать цель проведения работы, описание оборудования, таблицы с полученными результатами при замерах, графики динамических показателей в зависимости от скорости.

Полученные экспериментом время, путь и скорость автомобиля на различных передачах сравнить с их расчетными значениями.

Дать оценку соответствия полученных результатов существующим требованиям к этим параметрам.

Отчет оформляет каждый студент отдельно.

Приложение А

Таблица А1 – Динамометр № 546

Нагрузка, кгс	Отклонение стрелки,мм	
	При нагружении	При разгружении
0	0	0
100	1, 64	1,65
200	2,291	2,300
300	2,931	2,941
400	3,578	3,590
500	4,214	4,230
600	4,850	4,869
700	5.490	5,509
800	6,127	6,141
900	6,762	6,771
1000	7,703	-

Таблица А2 – Значения тригонометричесцх функций для углов от 1 до 20^0

Угол	1^0	2^0	3^0	4^0	5^0	6^0	7^0	8^0	9^0	10^0	11^0	12^0	15^0	20^0
sin α	0,017	0,034	0,052	0,069	0,087	0,104	0,121	0,139	0,156	0,173	0,190	0,207	0,258	0,342
cos α	0,999	0,999	0,998	0,997	0,996	0,994	0,992	0,990	0,987	0,984	0,981	0,978	0,965	0,939
tg α	0,174	0,034	0,052	0,069	0,087	0,105	0,122	0,140	0,158	0,176	0,194	0,215	0,267	0,363

Таблица А3 – Значения тригонометричесцх функций для углов от 62 до 83^0

Угол, град.	cos θ	tg θ		Угол, град.	cos θ	tg θ
62	0,469	1,88		73	0,292	3,271
63	0,454	1,96		74	0,275	3,487
64	0,438	2,05		75	0,258	3,732
65	0,420	2,14		76	0,241	4,011
66	0,406	2,24		77	0,225	4,331
67	0,390	2,35		78	0,208	4,705
68	0,374	2,47		79	0,191	5,144
69	0,358	2,60		80	0,174	5,671
70	0,342	2,748		81	0,156	6,314
71	0,326	2,904		82	0,139	7,115
72	0,309	3,077		83	0,122	8,144

Таблица А4 – Углы установки колес автомобилей

Автомобили	Угол развала колес	Наклон шкворня		Схождение колес		Угол повор. наруж. колеса при 20^0 внутр.	Максимальные углы поворота колес	
		Продольный	Поперечный	Град., мин.	мм		Прав.	Лев.
ГАЗ-21 "Волга"– и его модификации	$0^o30'+-0^o30'$	$5^o20'-6^o40'$	$+1^o$	$0^o10'-0^o25'$	1,5–3	$18^o30'$	–	–
ГАЗ-24 "Волга" и его модификации	$0^o\pm30'$	$4^o30'$	0°-1°	$0^o10'-0^o25'$	1,5–3	$18^o30'$	–	–
ГАЗ-13,-14 "Чайка"	$-0^o30'+-0^o30'$	$3^o30'-4^o30'$	0°-1°	–	1,5–3	$18^o20'$	39°-40°	
ЗИЛ-111	$0^o-0^o30'$	$4^o30'-5^o30'$	-1°-+1°	$0^o10'-0^o25'$	1,5–3	16°	–	–
ЗИЛ-114,-117, -4104	$0^o15'\pm15'$	7°	$0^o45'\pm30'$	$0^o05'\pm10'$	–	–	$36^o30'$	
ВАЗ-2121 "Нива"	$0^o30'\pm20'$	$11^o30'$	$3^o30'\pm30'$	$0^o14'-0^o30'$	2–4	–	–	–
ГАЗ-69,-69А	$1^o30'$	$3^o\pm30'$	$3^o\pm30'$	$0^o03'-0^o30'$	1,5–3	$18^o30'$	–	–
УАЗ-469,-469Б	$1^o30'\pm15'$	8°	$3^o30'$	$0^o03'-0^o30'$	1,5–3	–	–	–
РАФ-977Д	$-0^o30+-0^o30'$	6°	$+1^o--1^o$	$0^o03'-0^o30'$	1,5–3	–	–	–
РАФ-2203	$0^o\pm30'$	$4^o30'$	0°-1°	$0^o03'-0^o30'$	1,5–3	–	39°-40°	
КАвЗ-651,-685 и их модификации	1°	8°	$2^o30'$	$0^o03'-0^o22'$	1,5–3	–	$28^o30'$	
ПАЗ-652Б,-672, -3201	1°	8°	$3^o30'$	$0^o14'-0^o30'$	2–4	$17^o30'$	$28^o30'$	
ЛАЗ-695,-697 и их модификации	1°	8°	$1^o30'$	$0^o34'-0^o50'$	4–6	–	–	–
ЛиАЗ-677	1°	8°	2°	$0^o42'-1^o08'$	4–6	–	$41^o30'$	
ЛАЗ-699А,-699Н	$1^o\pm20'$	$8^o\pm15'$	$0^o\pm30'$	$0^o40'-1^o04'$	5–8	–	–	–
ЛАЗ-4202	1°	8°	$4^o30'$	–	6	$17^o50'$	43°	32°
УАЗ-451Д,-451, -451ДМ,-451М	$1^o30'$	$4^o30'$	1°	$0^o03'-0^o28'$	1,5–3	$18^o30'$	28°	28°
УАЗ-450,-450Д	$1^o30'$	$5^o30'$	3°	$0^o03'-0^o28'$	1,5–3	$18^o30'$	28°	28°
УАЗ-452,-452Д -452В	$1^o30'$	$5^o30'$	3°	$0^o03'-0^o28'$	1,5–3	–	28°	28°
ГАЗ-51А,-51П, -93А	1°	8°	$2^o30'$	$0^o03'-0^o22'$	1,5–3	–	33°	36°
ГАЗ-52-03, -52-04 и их модификации	1°	8°	3°	$0^o03'-0^o22'$	1,5–3	–	31°	34°
ГАЗ-53А,-53Б	1°	8°	$2^o30'$	$0^o14'-0^o36'$	1,5–3	–	34°	34°
ГАЗ-66 и его модификации	$0^o45'$	–	–	$0^o20'-0^o52'$	2–5	–	–	–
ЗИЛ-164, ММЗ-585 и их модификации	1°	8°	$1^o30'$	$0^o40'-1^o04'$	5–8	18°	–	–
ЗИЛ-130,-130Г ММЗ-555 и их модификации	1°	8°	$2^o30'$	$0^o16'-1^o04'$	2–5	18°	–	–
ЗИЛ-157К	$0^o45'$	0°	$2^o30'$	$0^o20'-0^o52'$	2–5	18°	–	–
ЗИЛ-131 и его модификация	1°	8°	–	–	–	–	–	–
МАЗ-500,-503, -504,-500А, МАЗ-5335, МАЗ-6422	1°	8°	$2^o30'$	$0^o28'-0^o46'$	3–5	$17^o50'$	38°	42°
Урал-377,-377С и их модификации	1°	8°	$2^o10'$	$0^o36'-1^o28'$	3–5	–	$31^o30'$	
Урал-375Д,-375С и их модификации	1°	6°	$2^o10'$	$0^o36'-1^o38'$	3–8	–	$31^o30'$	
КрАЗ-256Б, -257,-258	1°	8°	0°	$0^o28'-0^o46'$	3–5	–	35°	32°
КрАЗ-255Б,-260	$0^o30'-0^o45'$	$9^o30'$	5°	$0^o-0^o18'$	0–2	–	32°	31°

Таблица А5 – Автомобильные шины и ободы колес(повернуто)

Тип шины	Рисунки протектора	Слойность	Тип обода	Масса шины	Масса камеры	Масса обода	Масса колеса в сборе	Момент инерции колеса в сб., кг·м·с²	Момент инерции шины, кг·м·с²	Момент инерции обода, кг·м·с²
Шины легковых автомобилей										
5,60—15	Дорожный	4	4½К	10,4		7,9	18,3	0,092		
6,00—13	»	4	4*J*	9,9		6,4	15,7	0,049	0,042	0,007
6,15—13	»	4	4½*J*	7,7	0,8	6,7	14,4	0,058	0,052	0,006
6,40—13	»	4	4½*J*	12,0	1,2	6,7				
6,45—13	»	4	4½*J*	7,8	1,2	6,7	14,5	0,073		
6,70—15	»	4	5К	11,7		8,7	20,6	0,134	0,110	
7,35—14	»	4	5*J*	10,2		7,5	17,7	0,096	0,081	0,015
Шины грузовых автомобилей										
7,50—20	Универсальный	6	6,0Б	28,3	3,3	30,5	63,8	0,682	0,516	0,166
8,25—20	»	10	6,5Б	44,9	3,8	32,4	82,4	0,954	0,781	0,173
9,00—20	»	12	7,0	52,6	4,8	38,9	99	1,290	1,072	0,218
10,00—20	Дорожный	12	7,5В	58,2	5,9	62,3	120,5	1,507	1,169	0,338
12,00—20	Универсальный	14	8,5В	87,4	7,0	35,6	123	2,066	1,835	0,231
Шины грузовых автомобилей с регулируемым давлением воздуха										
12,00—18	Повышенной проходимости	8	9,0РГ	71,5		44,7	116,2	1,980	1,76	0,221
12,00—20	То же	8	9,0РГ	78,6	9,6	53,9	132,5	1,955	1,631	0,325
14,00—20	»	10	10,0РГ	108,8	9,7	64,7	174,5	3,180	2,760	0,42

Тверсков Борис Михайлович

АВТОМОБИЛИ ТЕОРИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению лабораторных работ для студентов направления 23.05.01
«Наземные транспортно-технологические средства»

Редактор Н.М. Быкова

Подписано в печать	Формат 60x84 1/16	Бумага 65 г/м^2
Печать цифровая	Усл . печ. л. 4,0	Уч.-изд. печ. л. 4,0
Заказ	Тираж 20	Не для продажи

Редакционно-издательский центр КГУ.
640000, г.Курган, ул. Советская, 63/4.
Курганский государственный университет.