

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

Курганский государственный университет
Кафедра «Автомобили»

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В АГРЕГАТАХ И
СИСТЕМАХ АВТОМОБИЛЯ**

Методические указания
к проведению лабораторных работ
для студентов специальностей 190201, 190601, 190603

Курган 2011

Кафедра: «Автомобили»

Дисциплины: «Конструирование и расчет автомобиля и трактора»
(специальность 190201);
«Автомобили»
(специальность 190601);
«Эксплуатационные и потребительские свойства автомобилей»
(специальность 190603).

Составил: канд. техн. наук, доц. С.С.Гулезов

Утверждены на заседании кафедры « 21 » января 2010 г.

Рекомендованы методическим советом университета
« 12 » января 2011 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа №1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАЖИМНОГО УСТРОЙСТВА ОДНОДИСКОВОГО СЦЕПЛЕНИЯ С ТАРЕЛЬЧАТОЙ ПРУЖИНОЙ	4
Лабораторная работа №2 ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ, ХАРАКТЕРИСТИК ВЕДОМОГО ДИСКА И ДЕМПФЕРА ОДНОДИСКОВОГО ФРИКЦИОННОГО СЦЕПЛЕНИЯ	8
Лабораторная работа №3 ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ ХОЛОСТОГО ХОДА В ЗУБЧАТОМ РЕДУКТОРЕ	14
Лабораторная работа №4 ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ЗУБЧАТОМ РЕДУКТОРЕ	22
Лабораторная работа №5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИКИ ЛИСТОВОЙ РЕССОРЫ	29
Лабораторная работа №6 ИССЛЕДОВАНИЕ ОЦЕНОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ РУЛЕВОГО МЕХАНИЗМА «ГЛОБОИДНЫЙ ЧЕРВЯК-РОЛИК»	36
Лабораторная работа №7 ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДА ТОРМОЗОВ С ГИДРОВАКУУМНЫМ УСИЛИТЕЛЕМ	41

Лабораторная работа №1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАЖИМНОГО УСТРОЙСТВА ОДНОДИСКОВОГО СЦЕПЛЕНИЯ

Цель работы: Ознакомление с методикой получения упругой характеристики нажимного устройства автомобильного сцепления.

Оборудование: Установка для снятия упругой характеристики нажимного устройства сцепления с тарельчатой пружиной.

Время, отводимое на выполнение работы - 4 часа.

Предварительные сведения

Основные характеристики автомобильных сцеплений во многом определяются типом нажимных пружин. Наибольшее распространение в современных конструкциях нашли цилиндрические периферийно установленные пружины и тарельчатые (диафрагменные).

Тарельчатые пружины имеют нелинейную упругую характеристику, их использование упрощает конструкцию сцепления, уменьшает его размеры, обеспечивает плавное включение, равномерное распределение нагрузки на нажимной диск, малое изменение нажимного усилия при изнашивании фрикционных накладок и легкость управления.

Лабораторное оборудование

Лабораторная работа выполняется на установке, схема которой представлена на рис. 1.1. На стальном основании 2 закреплено исследуемое сцепление 1 с диафрагменной пружиной. Между основанием и нажимным диском сцепления размещены три вкладыша высотой 7,3 мм для имитации толщины ведомого диска сцепления. Усилие выключения к опорному фланцу прикладывается через образцовый динамометр растяжения ДОР-0,3 системы Н.Г.Токаря 4 при наворачивании гайки 5. Отсчет показаний динамометра производится по красной шкале индикатора в сотых долях миллиметра.

Тарировочный график динамометра представлен на рис.1.2, где обозначено: n - отсчет по красной шкале индикатора, P - усилие (Н).

Порядок выполнения работы

Расчет упругой характеристики тарельчатой пружины. Упругая характеристика - это зависимость нажимного усилия F_H пружины от величины перемещения пружины в месте приложения силы F_H (перемещения нажимного диска). Расчетная схема тарельчатой пружины представлена на рис.1.3.

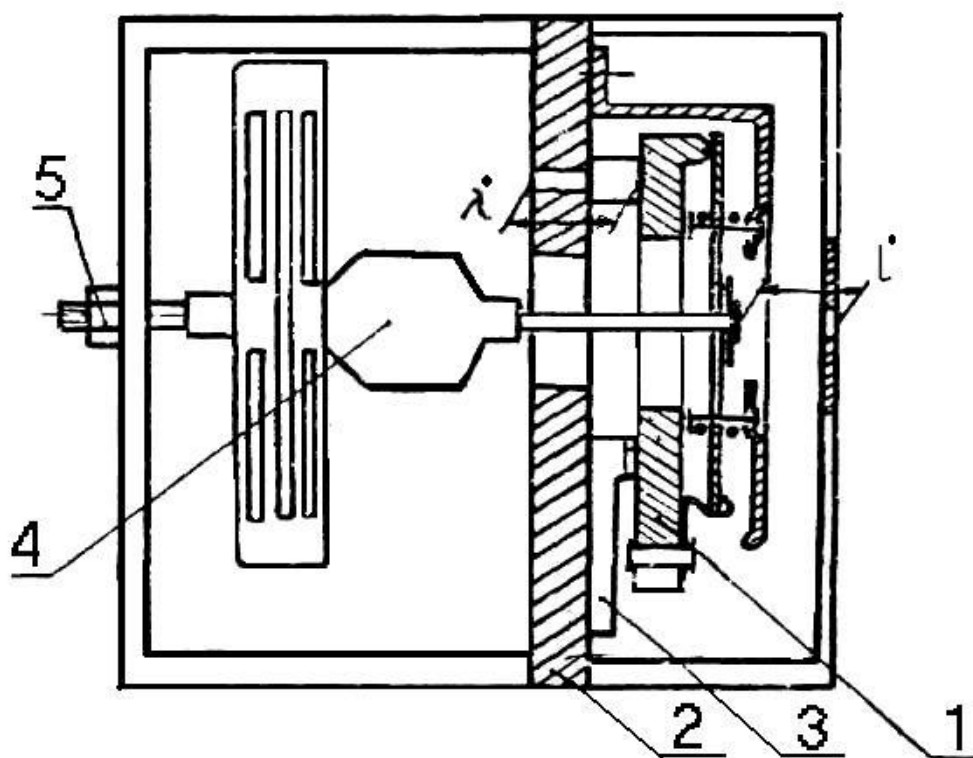


Рис. 1.1. Схема установки

1 – сцепление с тарельчатой пружиной; 2 – опорная плита; 3 – вкладыш для имитации толщины ведомого диска; 4 – образцовый динамометр системы Н.Г. Токаря; 5 – гайка для создания нагрузки;

λ^* - база для измерения перемещения нажимного диска;

l^* - база для измерения перемещения рычагов выключения

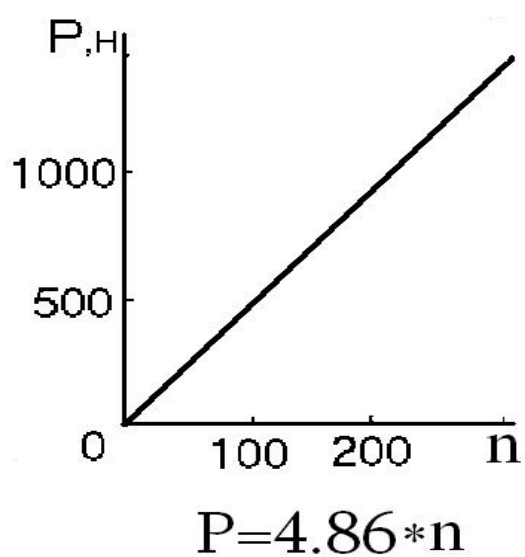


Рис. 1.2. Тарировочный график динамометра

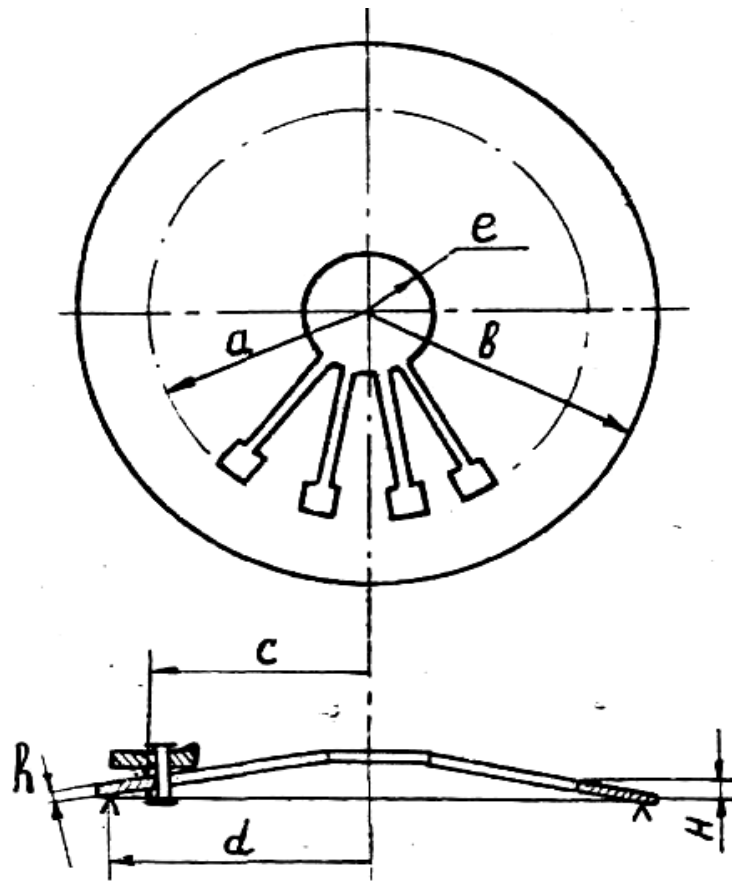


Рис. 1.3. Расчетная схема тарельчатой пружины

Расчет нажимного усилия выполняется по формуле:

$$F_i = \frac{\pi}{6} E \frac{h}{(b-c)^2} \lambda \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - \lambda \frac{b-a}{b-c} \right) \left(H - 0.5 \lambda \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right] \quad (1.1)$$

Здесь F_H - нажимное усилие, Н;

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

λ - деформация, пружины (перемещение нажимного диска), мм.

Остальные параметры равны:

$$b = 100,0 \text{ мм} \quad e = 25,0 \text{ мм}$$

$$a = 81,0 \text{ мм} \quad h = 2,2 \text{ мм}$$

$$c = 82,0 \text{ мм} \quad H = 4,6 \text{ мм}$$

$$d = 96 \text{ мм}$$

Результаты расчета занести в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Результаты расчета упругой характеристики

$\lambda, \text{мм}$	0	1,0	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0
$F_H, \text{Н}$									

По данным табл. 1.1 построить график упругой характеристики.

Опытное определение, упругой характеристики нажимного устройства сцепления с тарельчатой пружиной.

1. При помощи гайки 5 (см. рис.1.1) выбрать зазоры в тягах, создающих нагрузку на рычаги выключения, замерить начальные значения параметров и $l^* = l_0^*$ и $\lambda_i^* = \lambda_{oi}^*$. Данные занести в табл.1.2.

2. Ступенчато увеличивая усилие выключения, фиксировать соответствующие положения концов рычагов и нажимного диска сцепления.

Таблица 1.2

Результаты опытного определения упругой характеристики

Нагрузка		Перемещения, мм							F _н , Н
n	F _{вык} , Н	Рычагов		Нажимного диска					
		l*	l	λ_1^*	λ_2^*	λ_3^*	$\lambda_{ср}^*$	λ	

3. Рассчитать перемещения концов рычагов сцепления

$$l = l^* - l_0^*$$

и нажимного диска

$$\lambda_{\text{н\delta}}^* = \frac{\lambda_1^* + \lambda_2^* + \lambda_3^*}{3}, \quad \lambda = \lambda_{\text{н\delta}}^* - \lambda_{0\text{н\delta}}^*$$

4. Определить передаточное отношение рычагов пружины

$$u = \frac{c - e}{d - c}$$

и рассчитать нажимное усилие

$$F_H = F_{\text{вык}} * u.$$

По результатам опытов построить график упругой характеристики.

5. По упругой характеристике нажимного устройства определить:

- величину рабочего нажимного усилия, для сцепления с ведомыми дисками без износа (толщина диска 7,1-7,5мм);
- величину рабочего нажимного усилия при максимально допустимом износе ведомого диска, равном 2мм;
- значение усилия на концах рычагов (упорном фланце пружины) в начале и конце процесса выключения сцепления.

Перечисленные параметры определить для аналогичного сцепления с цилиндрическими пружинами.

Содержание отчета

Отчет должен содержать:

- краткие сведения о цели и методике выполнения работы;
- схему тарельчатой пружины, ее размеры и расчетную зависимость 1.1;
- табл. 1.1, 1.2, графики упругой характеристики (полученные расчетным и опытным путем);
- значения параметров, определенных в соответствии с требованиями п.5;
- сравнительный анализ сцеплений с диафрагменной и цилиндрической нажимными пружинами.

Лабораторная работа №2

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ, ХАРАКТЕРИСТИК ВЕДОМОГО ДИСКА И ДЕМПФЕРА ОДНОДИСКОВОГО ФРИКЦИОННОГО СЦЕПЛЕНИЯ

Цель работы: ознакомление с показателями нагруженности фрикционных сцеплений, характеристиками ведомого диска, демпфера и методикой их получения.

Оборудование: установка для исследования фрикционных сцеплений, комплект разновесов, образцовый динамометр системы Н.Г. Токаря, штангенциркуль с ценой деления 0,1 мм.

Предварительные сведения

В подавляющем большинстве трансмиссий современных автомобилей для кратковременного разъединения двигателя и трансмиссии с целью переключения передач и последующего плавного разгона, а также для предохранения трансмиссии от чрезмерных нагрузок применяют фрикционные сцепления.

К фрикционным сцеплениям предъявляется целый комплекс разнообразных требований: безотказность в работе, обеспечение условий труда и охраны окружающей среды, высокие технико-экономические показатели в производстве и эксплуатации, ряд конструкторских требований («чистота» выключения, уравновешенность вращающихся масс, малый момент инерции ведомого диска).

В наибольшей степени перечисленным требованиям отвечает однодисковое сцепление с диафрагменной нажимной пружиной.

Долговечность сцепления, плавность включения, способность снижать уровень крутильных колебаний в трансмиссии, вызванных неравномерностью работы поршневого двигателя, в значительной степени определяются нагруженностью фрикционных пар, конструкцией ведомого диска и демпфера.

Объект исследований и установка для их проведения

Объектом исследования является ведомый диск и демпфер однодискового фрикционного сцепления с диафрагменной пружиной автомобиля ВАЗ-2108. Ниже приведены численные значения параметров, необходимых для выполнения лабораторной работы.

Основные данные автомобиля ВАЗ-2108

Полная масса автомобиля, кг.....	1325
Двигатель:	
Модель.....	ВАЗ-2108
Номинальная мощность при 5600 об/мин коленчатого вала, кВт.....	46,6
Максимальный крутящий момент при 3500 об/мин коленчатого вала.....	94,8
Передаточные числа коробки передач:	
Первая передача.....	3,636
Вторая передача.....	1,950
Третья передача.....	1,357
Четвертая передача.....	0,941
Пятая передача.....	0,784
Передаточное число главной передачи.....	3,9
Шины.....	155/80R13
Радиус качения, мм.....	279
Сцепление:	
Диаметр фрикционных накладок, мм:	
Внешний.....	204
Внутренний.....	146
Средний радиус расположения пружин демпфера, мм.....	43

Установка для выполнения работы содержит основание, на котором неподвижно закреплен ведомый диск сцепления. Для отдельного исследования характеристик демпфера заклепки, соединяющие его детали, заменены стяжными болтами, что сделало его разборным. Для измерения момента трения фрикционных элементов демпфера имеется рычаг, при помощи которого прикладывается момент к его ступице. Угол поворота ступицы относительно диска-держателя отсчитывается по шкале, закрепленной на фрикционной накладке.

Параметры установки:

Длина рычага, м.....	0,37
Масса подвеса для гирь, кг.....	0,30
Расстояние от оси диска до	

центра масс рычага, м.....0,148
 Масса рычага, кг.....0,27

Порядок выполнения работы

Исследование характеристик ведомого диска

1. Рассчитать:

- номинальную площадь фрикционных накладок диска A_H , см²;
- фактическую площадь с учетом площади отверстий под заклепки A_Φ , см²;
- средний геометрический радиус фрикционных накладок R_{CP} , см;
- средний радиус приложения равнодействующей сил трения R_T , см:

$$R_T = \frac{2(R^3 - r^3)}{3(R^2 - r^2)};$$

- удельные параметры:

$$K_T = \frac{T_{E \max}}{A_H},$$

$$K_N = \frac{N_{E \max}}{A_H};$$

- удельная работа буксования:

$$q = \frac{L}{A_H},$$

где $T_{E \max}$ - максимальный крутящий момент двигателя;

$N_{E \max}$ – максимальная мощность двигателя;

A_H – номинальная площадь фрикционных накладок;

L – работа буксования.

Работа буксования (Дж) ориентировочно для легковых автомобилей с карбюраторным двигателем может быть рассчитана по выражению:

$$L = \frac{T_{E \max} J_a \omega_e^2}{\frac{2}{3} T_{E \max} - T_c} \left[A - \frac{T_{E \max} - \frac{15}{8} T_c}{3 T_{E \max} - \frac{9}{2} T_c} \right],$$

где $J_a = m_a r_k^2 / u_{mp}^2$ – момент инерции автомобиля, приведенный к ведущему валу коробки передач;
 m_a - масса автомобиля;
 r_k - радиус колеса;
 u_{mp} - передаточное число трансмиссии;
 $\omega_e = 0,45 \omega_N$ - для карбюраторного двигателя;
 A - эмпирический коэффициент, $A=1,23$ для автомобилей с карбюраторным двигателем;
 $T_c = m_a g r_k \psi / u_{mp}$ - момент сопротивления движению при трогании автомобиля ($\psi = 0,015 \dots 0,02$).

2. Определить величину деформации ведомого диска в осевом направлении при включении сцепления (упругость диска).

Величина деформации вычисляется по результатам измерений толщины диска в свободном и сжатом состоянии в трех точках.

$$\Delta S = S_1 - S_2,$$

где S_1 - толщина диска в свободном состоянии, мм;

S_2 - толщина диска под нагрузкой, мм.

Полученные результаты занести в табл. 2.1. В выводах по работе дать анализ этих результатов.

Исследование характеристик демпфера

1. Определить угол α_2 поворота ступицы относительно диска-держателя, при котором происходит замыкание демпфера (ступица упирается в ограничители):

- убедиться, что в собранном демпфере стрелка-указатель находится в нулевом положении;
- разобрать демпфер, удалить из него пружины и фрикционные диски;
- собрать демпфер без пружин и фрикционных дисков;
- проворачивая ступицу из нейтрального в крайние положения отсчитать по шкале соответствующие значения углов.

2. Определить угол α_1 поворота ступицы, при котором включаются в работу пружины второй ступени:

- разобрать демпфер, установить пружины второй ступени (окна в дисках имеют увеличенный размер);
- собрать демпфер с пружинами второй ступени;
- проворачивая ступицу из нейтрального положения в крайние, отсчитать по шкале углы, при которых вступают в работу пружины второй ступени.

3. Определить момент трения демпфера T_ϕ :

- разобрать демпфер, удалить пружины и установить на ступицу фрикционные диски, нажимную шайбу и тарельчатую пружину;
- собрать демпфер до полного сжатия его фрикционных дисков. При сборке следить за правильным взаимным положением деталей демпфера;

Таблица 2.1

Нагруженность сцепления и параметры ведомого диска

Площадь фрикционных накладок, см ²		
Номинальная, A_n		
Площадь отверстий под заклепки, A_3		
Фактическая площадь накладок, A_{ϕ}		
Уменьшение площади, %		
Удельные показатели нагруженности		
Показатель	Расчет	Ср. статист. значение
K_T , Нм/см ²		
K_N , Вт/см ²		
q , Дж/см ²		
Упругие свойства диска		
S_1 , мм	S_2 , мм	ΔS , мм

- установить в ступицу рычаг с подвесом для гирь и определить нагрузку, при которой начинают проскальзывать фрикционные диски демпфера. Измерения повторить три раза.

4. Определить упругую характеристику пружин демпфера.

Упругая характеристика определяется с использованием образцового динамометра системы Н.Г.Токаря:

- установить пружину в приспособление;
- создать небольшой предварительный натяг;
- замерить положение торца пружины относительно базы приспособления h_1 ;
- приложить нагрузку, соответствующую 100 делениям шкалы индикатора динамометра;
- замерить новое положение торца пружины h_2 ;
- вычислить жесткость пружины по формуле:

$$C = \frac{4,86n}{h_1 - h_2},$$

где 4,86 – тарировочный коэффициент динамометра;

n - показания индикатора динамометра.

Измерения выполнить со всеми пружинами демпфера.

5. Построить упругую характеристику демпфера.

Упругая характеристика – это зависимость момента упругого сопротивления пружин демпфера от угла поворота ступицы относительно диска-держателя в обе стороны от нейтрального положения.

Момент, создаваемый пружинами демпфера, можно рассчитать по выражению:

$$T_c = \frac{\pi \alpha r_{cp} cz}{180 \times 1000},$$

где r_{cp} - средний радиус расположения пружин демпфера, мм;

z - число пружин демпфера;

α - угол поворота ступицы относительно диска-держателя.

Полученные результаты занести в табл. 2.2 и выполнить их анализ.

Таблица 2.2

Параметры демпфера

Угол поворота ступицы, град						
До замыкания демпфера			До включения второй ступ.			
→	←		→	←		
Момент трения демпфера T_φ , Нм						
$T_{\varphi 1} =$	$T_{\varphi 2} =$		$T_{\varphi 3} =$		$T_{\varphi 4} =$	
Жесткость пружин демпфера, Н/мм						
Пружина	1	2	3	4	5	6
h_1 , мм						
h_2 , мм						
n						
C , Н/мм						
$C_{ср}$, Н/мм						
Момент упругого сопротивления демпфера, Нм						
α , град	→		α , град.	←		

Примечание: → – поворот ступицы относительно диска в направлении вращения коленчатого вала двигателя;

← – поворот в обратном направлении.

Содержание отчета

В отчет необходимо включить:

- краткие сведения о цели и методике выполнения лабораторной работы;
- схему экспериментальной установки;
- основные расчетные зависимости и исходные значения величин, входящих в эти зависимости;
- заполненные табл. 2.1 и 2.2;
- анализ полученных результатов (использовать среднестатистические данные по нагруженности сцеплений, приведенные в табл. 2.3).

Таблица 2.3

Параметры нагруженности фрикционных сцеплений и тенденции их изменения

Автомобили	До 1945г.	1965...75г.	После 1985г.
$K, \text{Нм/см}^2$			
Легк. V, л менее 1,2	0,16	0,28	0,29+0,08
менее 1,8	0,24	0,36	0,36+0,08
менее 3,5	0,36	0,48	0,48+0,08
Грузовые (карб.двиг)	0,28	0,34	0,40+0,10
Грузовые (диз.двиг.)	0,36	0,46	0,57+0,15

$K, \text{Вт/см}^2$			
Легк. V, л менее 1,2	45	79	80+15
менее 1,8	62	98	100+25
менее 3,5	90	124	126+25
Грузовые (карб.двиг)	58	70	80+20
Грузовые (диз.двиг.)	65	85	88+20

$q, \text{Дж/см}^2$			
Легк. V, л менее 1,2	100	220	250+20
менее 1,8	170	300	350+20
менее 3,5	250	400	450+20
Грузовые (карб.двиг)	270	390	410+50
Грузовые (диз.двиг.)	120	176	300+50

Лабораторная работа №3

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ ХОЛОСТОГО ХОДА В ЗУБЧАТОМ РЕДУКТОРЕ

Цель работы: Ознакомление с методикой исследования потерь холостого хода в зубчатом редукторе.

Оборудование: Стенд для безнагрузочных испытаний зубчатых редукторов.

Предварительные сведения

Рабочий процесс любого зубчатого агрегата (коробка передач, главная передача, редуктор общего назначения и т.п.) сопровождается потерей в нем части энергии приводного двигателя на преодоление сил трения.

Потери мощности есть как в нагруженном агрегате, так и в агрегате, работающем без нагрузки. В связи с этим при детальном анализе рабочего процесса агрегата выделяют нагрузочные потери и потери холостого хода. К последним относят механические потери (потери в подшипниках, зацеплениях зубчатых колес, уплотнениях) и гидравлические потери (на взбалтывание масла - барботажные потери - и потери на вытеснение масла из зацеплений зубчатых колес).

При выполнении настоящей лабораторной работы студенты знакомятся с методикой экспериментального исследования потерь холостого хода в зубчатом редукторе со смазкой окунанием шестерен в масло, экспериментальным оборудованием и измерительными приборами.

Оборудование и измерительные приборы

Схема стенда представлена на рис.3.1. На основании 2 в опорах 6 установлен регулируемый двигатель постоянного тока 1. Мощность двигателя 1.5 кВт, максимальная частота вращения - 2200об/мин. Через карданный шарнир 9 вал двигателя соединен с ведущим валом испытуемого редуктора 3. При безнагрузочных испытаниях момент приводного двигателя равен моменту потерь в редукторе. В связи с этим момент потерь можно измерять по реактивному моменту на корпусе редуктора или статоре электродвигателя. Более удобен последний способ, так как это позволяет сравнительно легко испытывать на одном и том же стенде разнообразные агрегаты. Для измерения реактивного момента на статоре двигателя он установлен в опорах качения с малым моментом трения, а для восприятия реактивного момента служат рычаг 5 и весы 4. Плечо рычага (расстояние от оси вращения двигателя до точки касания рычага с весами) - 0,5м. Конструкция силового рычага (рис. 3.2) обеспечивает минимальную погрешность измерения момента потерь (обозначение позиций то же, что и на рис.3.1). О величине нагрузки, действующей со стороны рычага на площадку весов, судят по весу гирь, установленных на их левой площадке. Сами весы служат как «нуль-индикатор» (относительно деления «500» шкалы). Первоначальная установка стрелки на это деление выполняется при рассоединенном шарнире 9 (см. рис.3.1) с помощью противовеса, размещаемого под левой площадкой весов. Для сбора масла, сливаемого из редуктора, имеется поддон 8.

Объект испытаний. Исследуемая передача представляет собой плоский механический пятивалный редуктор (коробка отбора мощности привода вспомогательных агрегатов транспортной машины), все шестерни которого лежат в одной плоскости. Шестерни косозубые, ширина зубчатых венцов равна 20мм. Смазка редуктора осуществляется окунанием шестерен в масляную ванну. Схема редуктора представлена на рис. 3.3. Вал каждой из шестерен установлен на двух шариковых подшипниках, размещенных в корпусе и его крышке. Плоскость разъема картера параллельна плоскости вращения шестерен. Шестерня 1 - ведущая.

Контроль уровня смазки в редукторе. При исследовании влияния количества смазки (глубины погружения шестерен в масло) необходимо точно устанавливать значение этого параметра. Для первоначальной установки уровня масла служит «масломерное стекло», выполненное на корпусе редуктора. На рис. 3.4 показано «масломерное стекло» с метками уровней масла, погружение шестерен в масло и его объемы, заливаемые в картер передачи, соответствующие этим уровням. Во время работы передачи и в течение 1,5-2 часов после ее остановки пользоваться метками для установления уровня нельзя, так как на его положение влияет вращение шестерен и вспенивание масла. В этом случае для установки определенного уровня следует пользоваться объемным способом (при доливке масла) или весовым (при сливе масла из редуктора). Плотность масла МТ-16п составляет $0,895 \text{ Г/см}^3$. Вязкостно-температурная характеристика масла приведена на рис.3.5.

Температурные измерения. При выполнении работы необходимо измерять температуру масла в картере редуктора и температуру окружающей среды (воздуха). Для таких измерений в картере редуктора помещен рабочий спай хромель-копелевой термопары. Холодный спай вынесен непосредственно к ртутному термометру, измеряющему температуру окружающей среды. При такой схеме термо-ЭДС термопары пропорциональна превышению температуры масла в редукторе над температурой окружающей среды. Измерение термо-ЭДС термопары осуществляется при помощи потенциометра КП-49 класса 0.05.

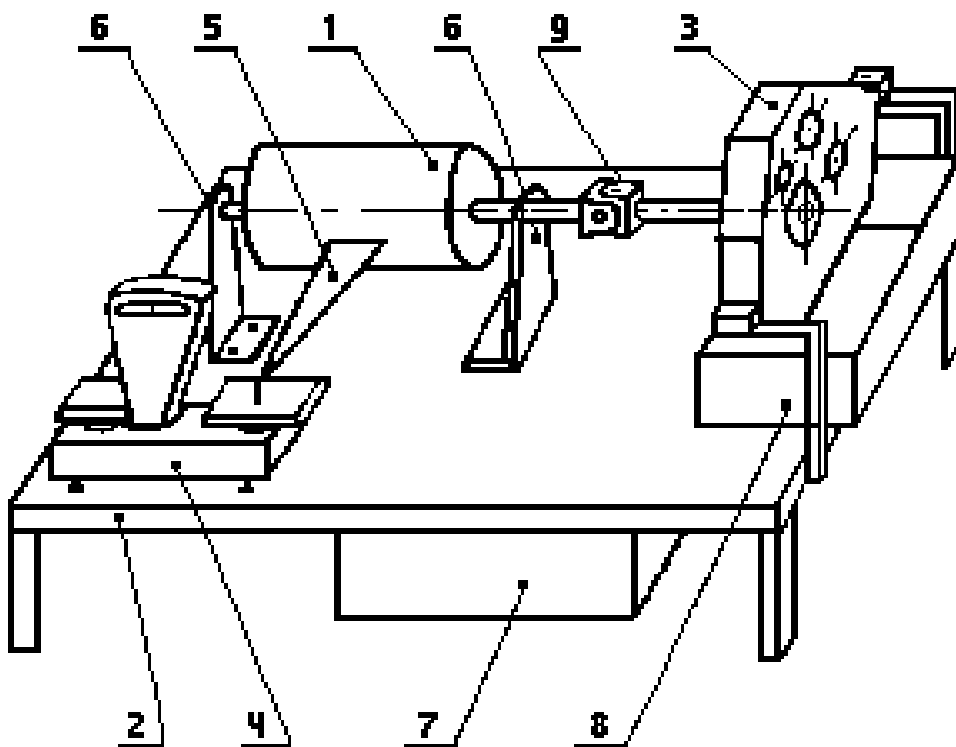


Рис. 3.1. Схема стенда

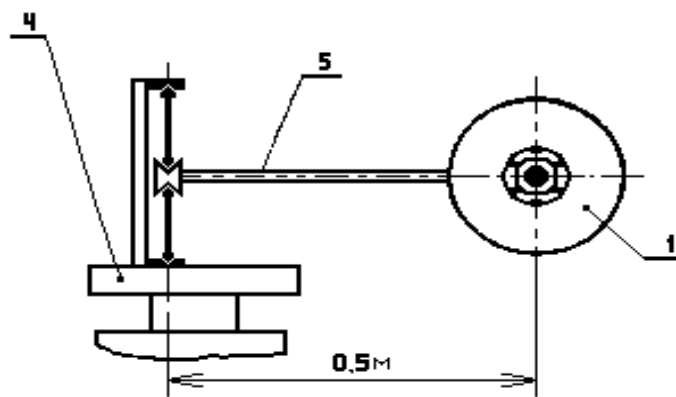


Рис. 3.2. Силовой рычаг

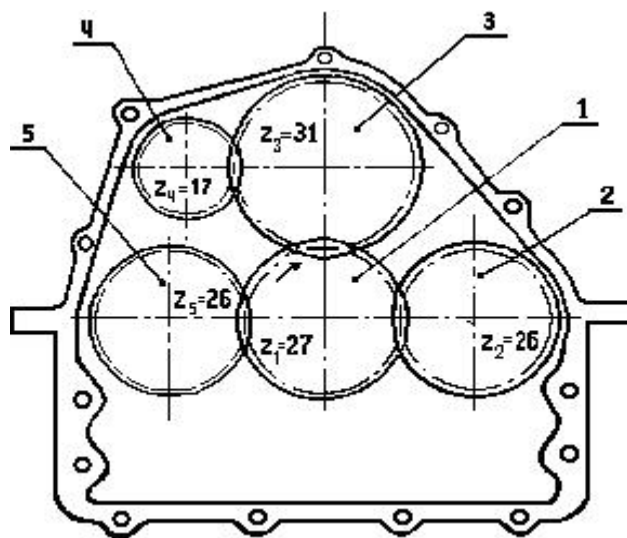


Рис. 3.3. Схема редуктора

Порядок выполнения работы

Исследование процесса разогрева редуктора.

Для этого:

- установить глубину погружения шестерен в масло 50 мм (VI уровень);
- включить приводной двигатель;
- с помощью тахометра установить частоту вращения ведущего вала 1500 об/мин;

- по мере разогрева масла в редукторе выполнять замеры термо-ЭДС термопары, реактивного усилия на весах, температуры окружающей среды. Одновременно контролировать и поддерживать неизменной частоту вращения вала редуктора. На начальной стадии разогрева измерения выполнять через 2-3 мин, затем через 5-7 мин. Разогрев вести до момента стабилизации температуры редуктора.

По результатам измерений и расчетов заполнять табл. 3.1 и построить графики зависимостей: $M_{\text{п}}=f(\tau)$; $t_{\text{м}}=f(\tau)$.

Таблица 3.1

N= 1500 об/мин, уровень - VI							
τ , мин	P, Н	M _п , Н·м	E, мВ	t _{хс} , °С	T _м , °С	v, сСт	Примечание
0							

Момент потерь рассчитывается по формуле:

$$M_{п} = P * L_{р} \text{ Н·м,}$$

где – P - вес гирь, уравновешивающий усилие от рычага, Н;

L_р - длина рычага, м.

Температура масла определяется как:

$$t_{м} = 14,4 \cdot E + t_{хс}, \text{ } ^\circ\text{С,}$$

здесь E - значение термо-ЭДС термопары, мВ;

t_{хс} - температура холодного спая термопары (температура окружающей среды), °С;

14,4 - коэффициент, полученный при тарировке термопары.

Исследование влияния скоростного режима редуктора на величину потерь

- установить первое значение частоты вращения ведущего вала (минимальная частота вращения, на которой двигатель стенда работает равномерно);

- замерить реактивное усилие на весах;

- повторить измерения при других, отличающихся на 250...300 оборотов в минуту, значениях частоты вращения вала. Довести частоту вращения вала до максимальной.

По результатам опытов заполняется табл. 3.2 и строится зависимость $M_{п} = f(n)$.

Таблица 3.2

Уровень - VI, t _м =			
n, об/мин	P, Н	M _п , Н·м	Примечание

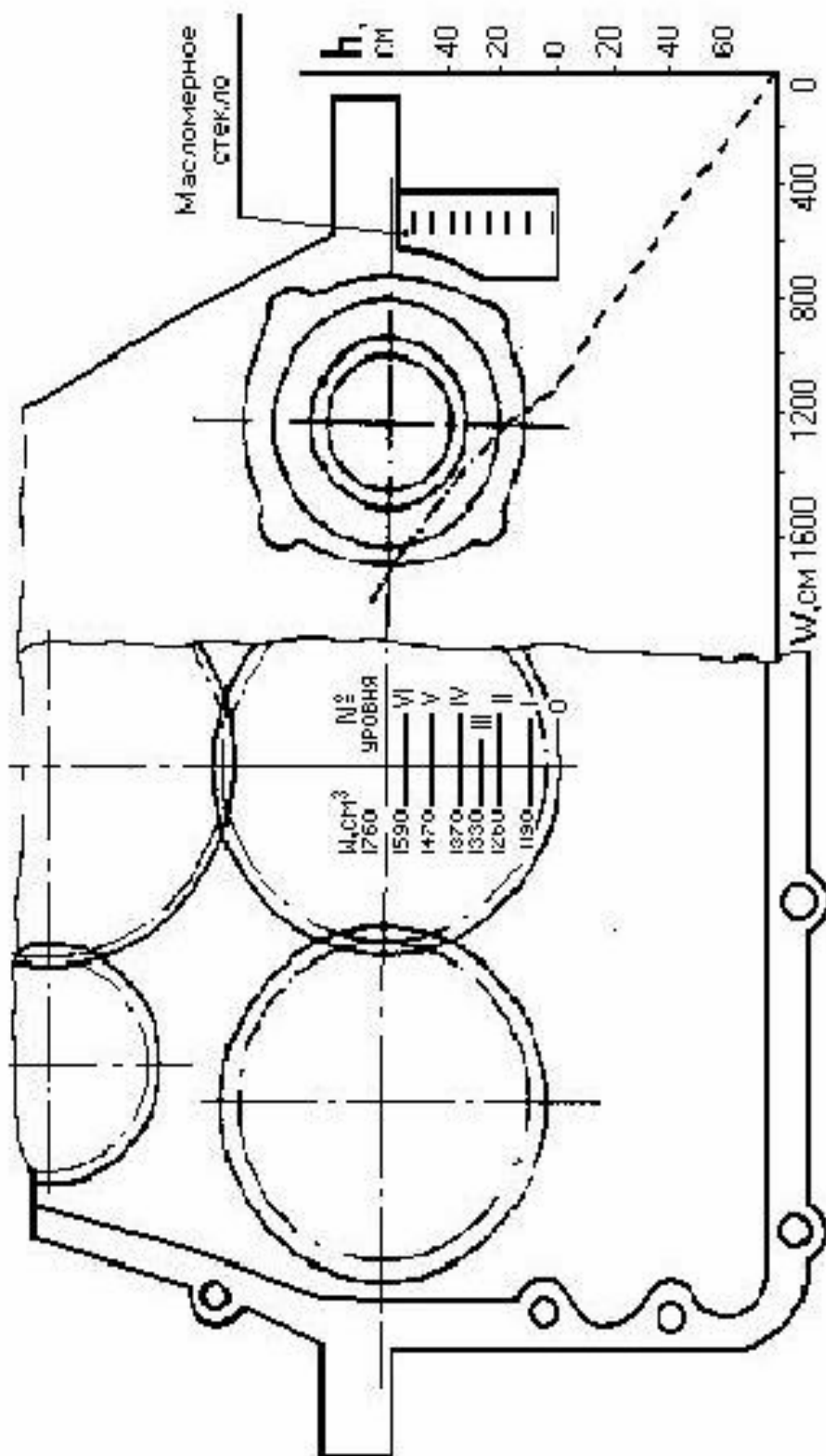


Рис. 3.4. Связь маслянной ванны W с глубиной h погружения ведущей шестерни в масло

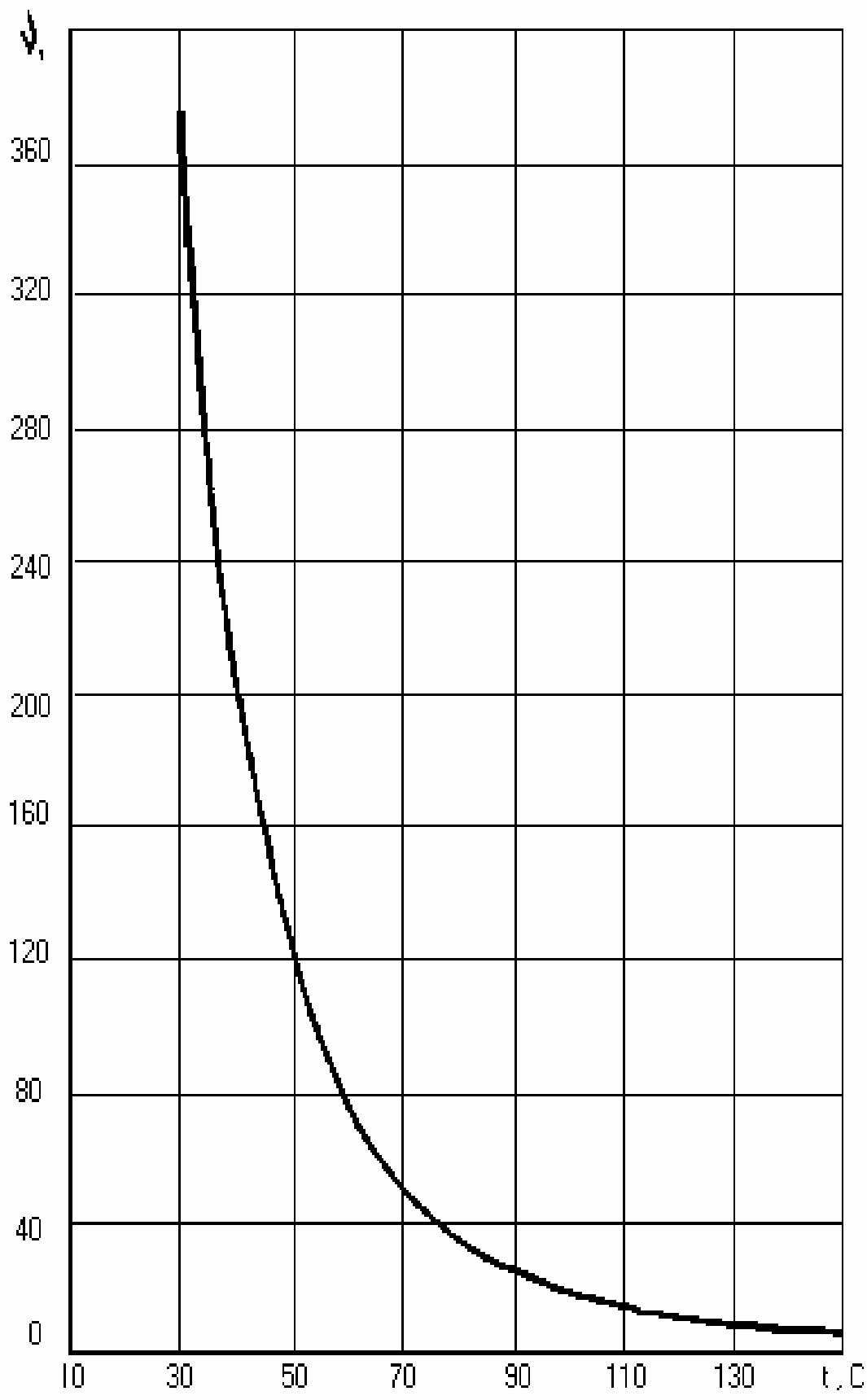


Рис. 3.5. Вязкостно-температурная характеристика масла МТ-16п

Изучение влияния количества масла на величину потерь в редукторе

- слить из редуктора $(1590-1470) \cdot 0,895 = 107$ г масла, (см. рис. 3.4) при этом в редукторе установится V уровень;
- установить $n = 1500$ об/мин;
- замерить реактивное усилие на весах;
- повторить измерения при других значениях уровней смазки. Для перехода на IV уровень необходимо слить еще 100 см^3 масла, или всего $107 + 0,895 \cdot 100 = 196$ г.
- выполнить измерение механических потерь холостого хода (при отсутствии погружения зубчатых колес в масло). Гидравлические потери вычислить по формуле:

$$M_{\Gamma} = M_{\Pi} - M_{\Pi, \text{мех.}}$$

Заполнить табл.3.3 и построить график $M_{\Pi} = f(h)$, нанести на график значение момента механических потерь и обозначить гидравлические потери.

Выполнить анализ полученных результатов.

Таблица 3.3

N= 1500 об/мин, $t_m =$					
Уровень	h, мм	P, Н	M_{Π} , Н·м	M_{Γ} , Н·м	Примечание
VI	50,0				
V	40,0				
IV	31,0				
III	26,5				
II	20,0				
I	10,0				
0	0				Механические потери

Содержание отчета

Отчет должен содержать:

- краткие сведения о цели и методике выполнения исследования потерь холостого хода в зубчатом редукторе;
- классификацию потерь мощности в зубчатых редукторах;
- схему редуктора с отображением на ней факторов, исследуемых в настоящей работе;
- таблицы 3.1, 3.2, 3.3 и графики зависимостей $M_{\Pi} = f(\tau)$, $t_m = f(\tau)$, $M_{\Pi} = f(n)$, $M_{\Pi} = f(h)$.
- анализ полученных результатов.

Лабораторная работа №4

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ЗУБЧАТОМ РЕДУКТОРЕ

Цель работы: ознакомление с методикой исследования тепловых процессов в зубчатых редукторах.

Оборудование: стенд для безнагрузочных испытаний зубчатых редукторов.

Предварительные сведения

Современная тенденция к увеличению мощности, передаваемой зубчатыми передачами, при одновременном уменьшении их размеров, привела к тому, что тепловой режим этих редукторов становится фактором, ограничивающим их надежность и долговечность. Общепринятой характеристикой теплонапряженности зубчатых передач со смазкой окунанием шестерен в масло является температура масла в них. Для обычных трансмиссионных масел можно считать допустимой температуру масла 80...100°C и 110...130°C для специальных масел. В то же время в агрегатах трансмиссий современных автомобилей температура масла может существенно превышать эти значения, особенно при эксплуатации автомобилей в условиях жаркого климата. Высокий нагрев приводит к целому ряду нежелательных последствий. Под действием высокой температуры уплотнения становятся твердыми и хрупкими, долговечность их падает. Температуры выше 120°C вызывают снижение долговечности подшипников. Данные многочисленных исследований показывают снижение срока службы смазочных масел при повышении температуры агрегата. Большую опасность высокий уровень температур представляет для рабочих поверхностей зубьев зубчатых колес, так как высокий нагрев ухудшает отвод тепла из рабочей зоны зубьев и увеличивает опасность их заедания.

Таким образом, можно считать важной задачей снижение теплонапряженности редукторов (особенно редукторов транспортных машин), для решения которой необходимо уметь выполнять исследования процессов формирования теплового состояния агрегатов.

Можно допустить, что все выделяющееся в редукторе тепло первоначально, воспринимается маслом, а затем передается картеру. Отвод тепла в этом случае описывается общеизвестным уравнением теплопередачи:

$$Q_v = kF(t_{Mcp} - t_{oc}),$$

где Q_v - суммарное тепловыделение в агрегате;

k - коэффициент теплопередачи, Вт/м²°C;

V - поверхность стенок картера со стороны процесса теплоотдачи с меньшей интенсивностью, м^2 ;

$t_{\text{Мср}} - t_{\text{oc}}$ - разность средней температуры масла в картере редуктора и окружающего воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

Таким образом, при постоянном тепловыделении в редукторе его перегрев определяется величиной коэффициента k . В зависимости от условий теплообмена внутри и на внешних стенках картера редуктора рекомендуется принимать значения этого коэффициента в пределах от 8...17 до 46...70 $\text{Вт}/\text{м}^2\text{}^{\circ}\text{C}$. Величина коэффициента k определяется значениями коэффициентов, характеризующих интенсивность процессов, составляющих результирующий процесс теплопередачи, и связана с ними зависимостью:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\Delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (4.1)$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи от масла к внутренней поверхности картера (внутренней теплоотдачи);

α_2 - коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности картера к окружающей среде (внешней теплоотдачи);

λ - коэффициент теплопроводности материала картера;

Δ - толщина стенок картера.

Анализ последнего уравнения позволяет намечать эффективные пути усиления теплоотдачи.

Интенсификация процесса отвода тепла от агрегата влияет на его равновесную температуру так же, как и снижение потерь мощности. Однако, если уменьшение любой из составляющих потерь (механических потерь холостого хода, гидравлических или нагрузочных) на одну и ту же величину, приводит к одинаковому снижению температуры (из-за простого суммирование потерь в агрегате), то интенсификация различных составляющих процесса теплоотдачи неравноценна.

Наибольший эффект приносит усиление наименее интенсивного процесса. Для агрегатов со смазкой окупанием без принудительного обдува корпуса таким процессом, как правило, является внешний теплообмен. Наоборот, интенсификация процесса теплопроводности через стенку редуктора обычно не сопровождается заметным снижением температуры агрегата (термическое сопротивление картеров современных редукторов, имеющих тонкие стенки мало). Эффект от воздействия на процесс внутренней теплоотдачи будет тем существенней, чем ниже значение коэффициента внутренней теплоотдачи и выше значение коэффициента внешней теплоотдачи; обычно соотношение между указанными коэффициентами находится в пределах $\frac{\alpha_1}{\alpha_2} = 4...10$.

Интенсификация внешнего теплообмена (обдув картера, оребрение его поверхности) дает хороший эффект, когда циркуляция воздуха в непосредственной близости от редуктора незначительна. Этот путь требует

обычно применения специального вентилятора, однако в ряде случаев крыльчатка вентилятора может быть установлена непосредственно на свободный участок вала, выходящего из агрегата и имеющего высокую частоту вращения.

Все измерения следует выполнять после выхода редуктора на установившееся тепловое состояние. При этом все выделяющееся в агрегате тепло отводится в окружающую среду, а температура редуктора не изменяется.

Тепловыделение в редукторе определяется по формуле:

$$Q = \frac{\pi}{30} nPl, \text{ Вт},$$

где P - реактивное усилие на балансирном измерительном устройстве стенда, Н;

l - длина измерительного рычага, м;

n - частота вращения ведущего вала, об/мин.

Коэффициент внутренней теплоотдачи определяется по формуле:

$$\alpha_1 = \frac{Q}{\Delta t_1 F_{vn}},$$

где Δt_1 - температурный перепад стенка корпуса - масло, $^{\circ}\text{C}$;

F_{vn} - площадь внутренней поверхности корпуса передачи, м^2 .

Коэффициент внешней теплоотдачи определяется по формуле:

$$\alpha_2 = \frac{Q}{\Delta t_2 F_{vneh}},$$

где Δt_2 - температурный перепад стенка корпуса – окружающая среда, $^{\circ}\text{C}$;

F_{vneh} - площадь внешней поверхности корпуса передачи, м^2 .

Температурные перепады определяются:

$$\Delta t_1 = t_{Mcp} - t_{ck}, \quad \Delta t_2 = t_{ck} - t_{oc},$$

здесь, t_{Mcp} - средняя температура внутрикартерного пространства (масла) - термопары 1...5;

t_{ck} - средневзвешенная температура корпуса редуктора.

$$t_{ck} = \frac{t_k F_k + t_{kp} F_{kp}}{F_{vneh}},$$

где t_k, F_k - соответственно средняя температура (термопары 6...9) и площадь внешней поверхности картера (без крышки) редуктора;

t_{kp}, F_{kp} - средняя температура (термопары 10, 1*, 2*) и площадь внешней поверхности крышки картера;

F_{vneh} - суммарная площадь внешней поверхности редуктора.

Расчет коэффициента теплопередачи выполняется по формуле:

$$K = \frac{\alpha_1^* \alpha_2}{\alpha_1^* + \alpha_2},$$

здесь α_1^* - значение коэффициента внутренней теплоотдачи, приведенное к внешней площади редуктора, то есть:

$$\alpha_1^* = \alpha_1 \frac{F_{vn}}{F_{vneh}}$$

Термическим сопротивлением $\frac{\Delta}{\lambda}$ картера пренебрегаем как величиной малой.

Измерительные приборы и оборудование

При выполнении данной работы используется оборудование, измерительные приборы и сам объект испытаний (зубчатый редуктор) те же, что и в лабораторной работе №1 «Исследование потерь холостого хода в зубчатом редукторе». Для измерения температур в различных точках редуктор оснащен термопарами. Схема их размещения показана на рис.4.1, а измерительная схема на рис. 4.2.

Вспомогательные данные

Внешняя суммарная площадь картера редуктора, м ²	0,35.
Внешняя площадь картера (без крышки), м ²	0,198.
Внешняя площадь крышки, м ²	0,156.
Внутренняя площадь стенок картера, м ²	0,26.
Толщина стенок картера, мм.....	5
Коэффициент теплопроводности материала картера, Вт/м ² °С.....	200.
Длина измерительного рычага стенда, м.....	0,5.

Порядок выполнения работы

1. Исследование тепловых процессов в редукторе без обдува

Разогрев редуктора до установившегося теплового состояния:

- включить стенд;
- установить скорость вращения двигателя $n = 1500$ об/мин;
- через каждые 5 мин регистрировать показания одной из термопар, находящейся в масле (№1 или №2, см. рис.4.1), весового устройства, температуры окружающей среды (холодного спая термопар).

Одновременно контролировать и поддерживать неизменным скоростной режим. Перед пуском в редукторе должен быть установлен Ш уровень масла. Результаты заносятся в табл. 4.1.

Таблица 4.1

$n = 1500$ об/мин, Уровень Ш							
τ , мин	Е, мВ	t_{oc} , °С	Р, Н	Δt , °С	t_M , °С	Q, Вт	Примечание
0							
3							
6							
10							
и т.д.							

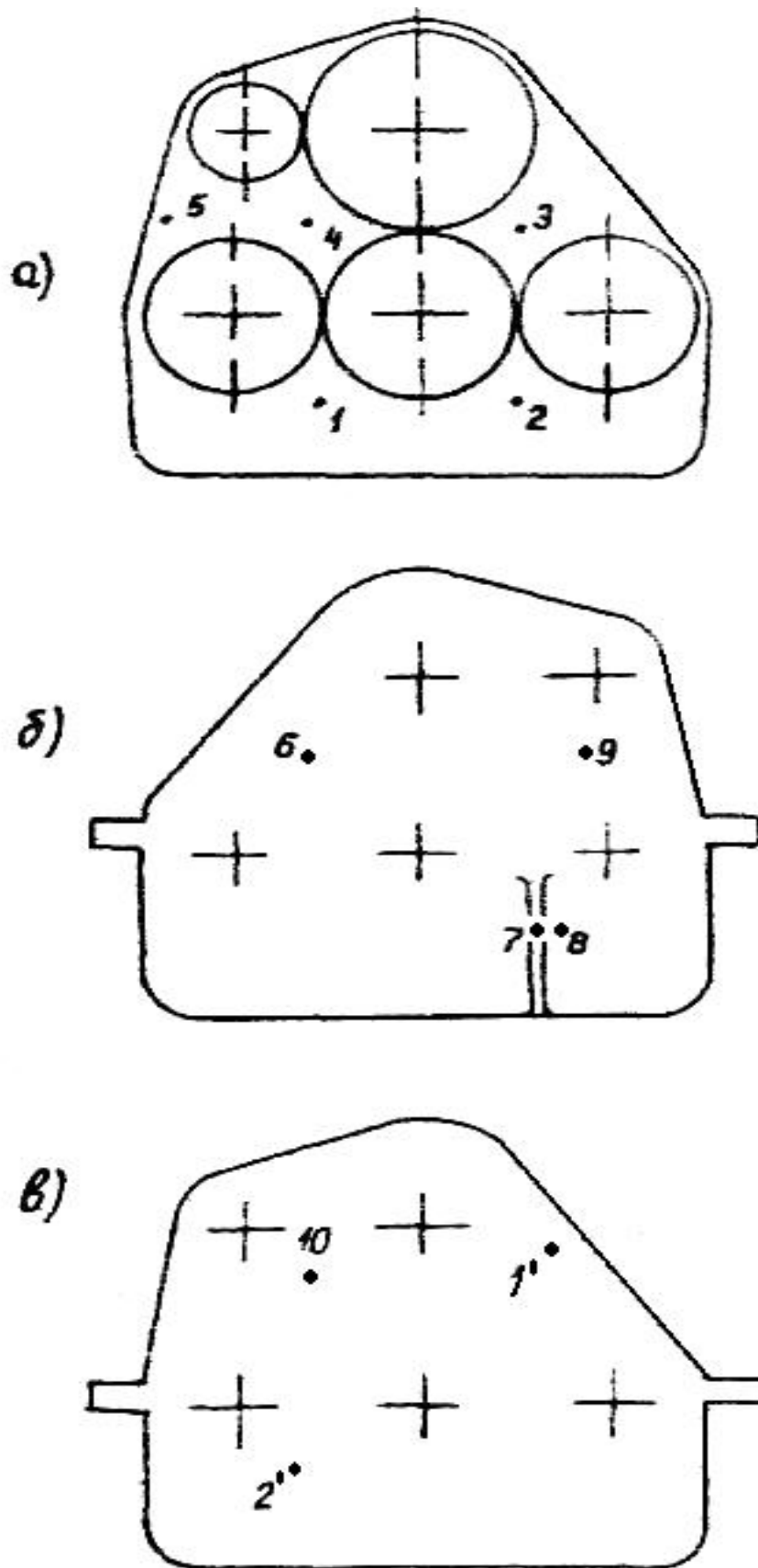


Рис. 4.1. Схема размещения термопар
 а) внутри картера; б) на поверхности картера со стороны привода;
 в) на крышке картера

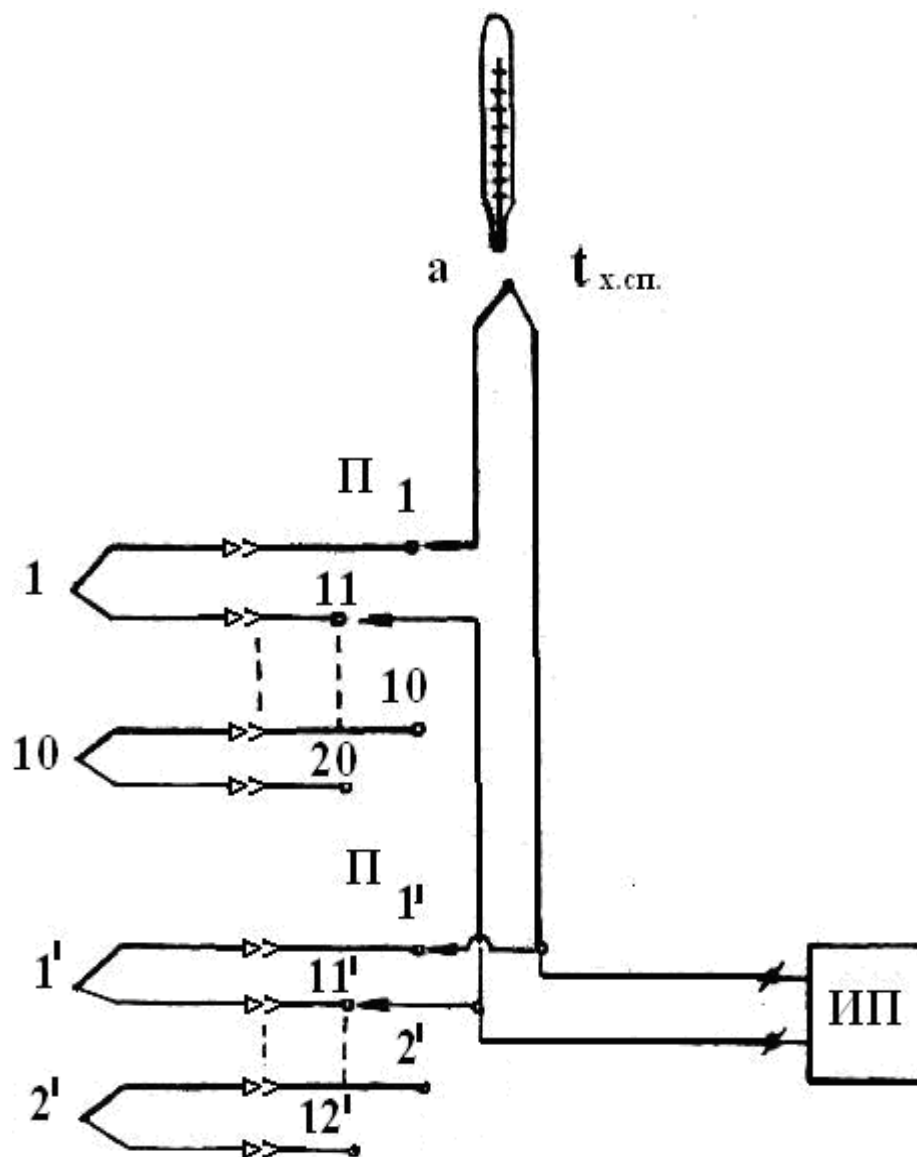


Рис. 4.2. Схема измерения температуры
 1...10, 1'...2' – рабочие спай термопар; а – холодный спай термопар;
 П – переключатели; ИП - потенциометр

В момент достижения редуктором установившегося теплового состояния выполнить измерения термо-ЭДС всех термопар. Данные занести в табл. 4.2. Рассчитать среднюю температуру внутрикартерного пространства, среднюю температуру картера, среднюю температуру крышки картера и средневзвешенную температуру корпуса редуктора. Определить температурные перепады Δt_1 и Δt_2 .

2. Исследование тепловых процессов в редукторе с обдувом

Остановить стенд. На вал редуктора установить вентилятор. Повторить

эксперимент по пункту 1 (в этом случае выход редуктора на установившееся состояние будет происходить при его охлаждении).

Таблица 4.2

№ т.п.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	1'	2'
E, МВ												
t, °С												
Температура элементов редуктора	$t_{Mcp} = \quad \text{°C}$					$t_k = \quad \text{°C}$				$t_{kp} = \quad \text{°C}$		
Температурные перепады	$\Delta t_1 = t_{Mcp} - t_{ck} = \quad \text{°C}$					$\Delta t_2 = t_{ck} - t_{oc} = \quad \text{°C}$						

3. Анализ полученных результатов:

- оценить соотношение составляющих термического сопротивления по формуле (4.1) без обдува и с обдувом корпуса передачи;
- оценить эффективность увеличения коэффициента K за счет увеличения коэффициента внутренней теплоотдачи без обдува корпуса.

ПРИМЕЧАНИЕ: экспериментальную часть работы по пп. 1 и 2 следует вести как единый процесс, сделав одну остановку для закрепления вентилятора. График выхода редуктора на установившееся тепловое состояние по п.2 можно строить как продолжение графика по п. 1.

Содержание отчета

Отчет должен содержать:

- краткие сведения о цели и методике выполнения работы;
- таблицы 4.1, 4.2, график разогрева редуктора;
- значения коэффициентов теплопередачи K и теплоотдачи α_1 , и α_2 ;
- анализ полученных результатов.

Лабораторная работа №5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИКИ ЛИСТОВОЙ РЕССОРЫ

Цель работы: ознакомление с методикой определения жёсткости рессоры и сухого трения.

Оборудование: рессорный стенд.

Общие сведения о подвеске автомобиля

Любой современный автомобиль имеет в ходовой части подвеску – узел для передачи сил и моментов от дороги на раму. Подвеска является одним из важнейших устройств автомобиля, от работы которой зависит:

1. средняя скорость движения автомобиля;
2. сохранность перевозимых грузов;
3. комфортабельность езды пассажиров;
4. нормальные условия работы водителя;
5. экономичность автомобиля;
6. долговечность узлов и агрегатов автомобиля;
7. сохранность дорожного полотна.

Подвеска в автомобиле имеет три устройства: упругий элемент, гасящее устройство (амортизатор), направляющее устройство.

Подвески обычно классифицируются по типу упругого элемента. Например, пневматическая подвеска, упругий элемент которой пневмобаллон (ЛиАЗ - 677, КАВЗ- 3100), пружинная (ВАЗ-2101), торсионная (передняя подвеска ЗИЛ - 117), рессорная (ЗИЛ - 130, ГАЗ - 53).

Наиболее распространенной является рессорная подвеска. Упругий элемент – рессора, кроме прямого назначения выполняет ещё и функцию направляющего устройства, т.к. она жёсткая в продольном, поперечном направлении и на скручивание. Такая подвеска не требует реактивных штанг и т.п. устройств (кроме рессорных балансирных как, например, задняя подвеска в ЗИЛ - 157).

Рессора может быть однолистовая (рессора с поперечным сечением переменного профиля) и многолистовая. В абсолютном большинстве в современных автомобилях применяют многолистовые рессоры. Однолистовые рессоры пока не находят распространения из-за сложности производства.

Колебания автомобиля, которые возникают при движении, являются вынужденными. Принимая упрощенную модель колебаний автомобиля, можно привести следующую схему (рис. 5.1).

Такая модель упрощено описывает колебания задней части грузового автомобиля (без амортизатора).

Уравнение вынужденных колебаний запишется:

$$M\ddot{X} + CX \mp F = Cq, \quad (5.1)$$

где M - масса задней части автомобиля, кг;
 X - перемещение массы автомобиля, м;
 C - жёсткость рессоры, Н/м;
 F - сухое трение, Н;
 q - неровность дороги, м.

В уравнение (1) входят величины C и F , которые целиком определяются рессорой. Если принять $q=0$, то колебания будут свободными (система предоставлена самой себе):

$$M\ddot{X} + CX \mp F = 0$$

Небольшие преобразования последнего уравнения приводят к виду:

$$\ddot{X} + \omega^2 X \mp \alpha\omega^2 = 0,$$

где $\omega = \sqrt{\frac{C}{M}}$ - собственная частота колебаний, рад/с;

$$\alpha = \frac{F}{C},$$

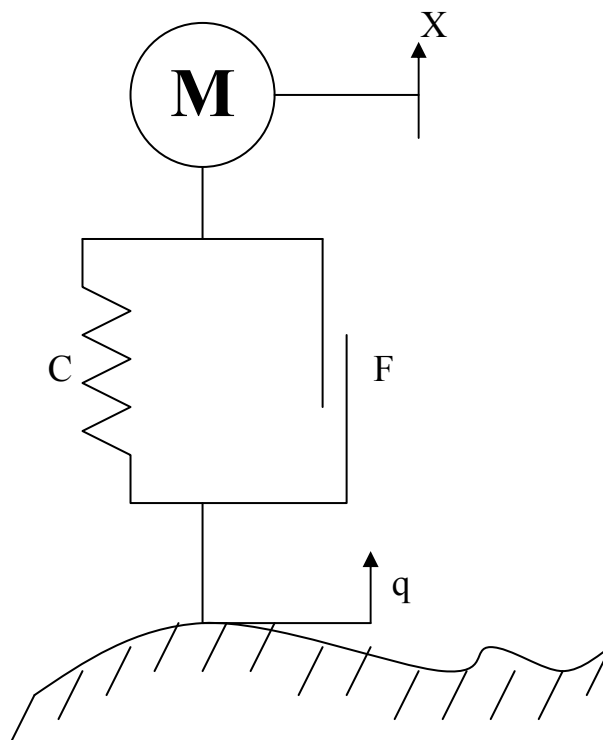


Рис. 5.1 Одномассовая модель колебаний автомобиля

Физический смысл ω и α . Если частота ω вынуждающей силы равна собственной, то амплитуда колебаний максимальна (в системе без затухания –

бесконечная) – наступает явление резонанса. Если скорость колебаний в зоне $X = \pm\alpha$ окажется нулевой, то колебания прекратятся (точка S на рис. 5.2).

Жёсткость С рессоры определяется:

$$C = \frac{dP}{df} ,$$

где P -сила;

f - деформация от этой силы.

Если деформация линейно зависит от силы, то:

$$C = \frac{\Delta P}{\Delta f} .$$

При нагружении рессоры образуется нагрузочная ветвь, при разгрузке – разгрузочная (рис. 5.3).

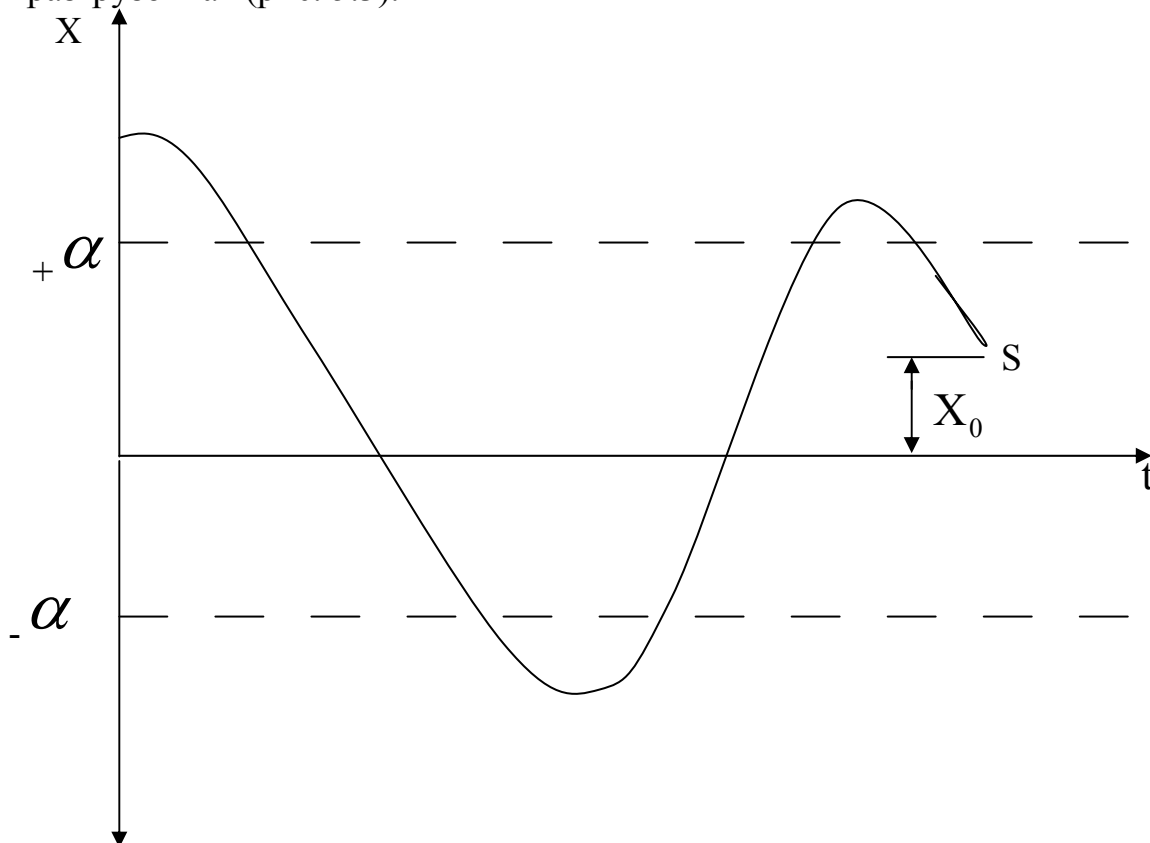


Рис. 5.2. Затухающие колебания в системе с сухим трением

Расчетное определение жесткости рессоры

Ниже приведена расчётная схема (рис. 5.4) и основные зависимости для расчёта многоресорной рессоры.

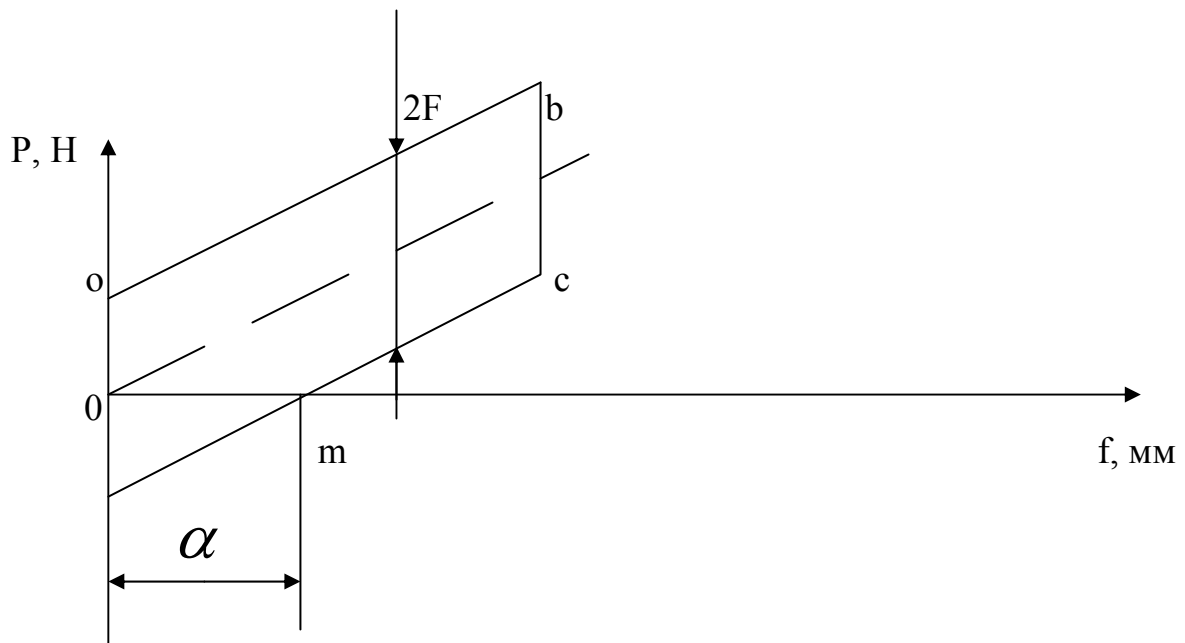


Рис. 5.3. Упругая характеристика рессоры
 ob - нагрузочная ветвь; oc - разгрузочная ветвь; $2F$ - величина сухого трения

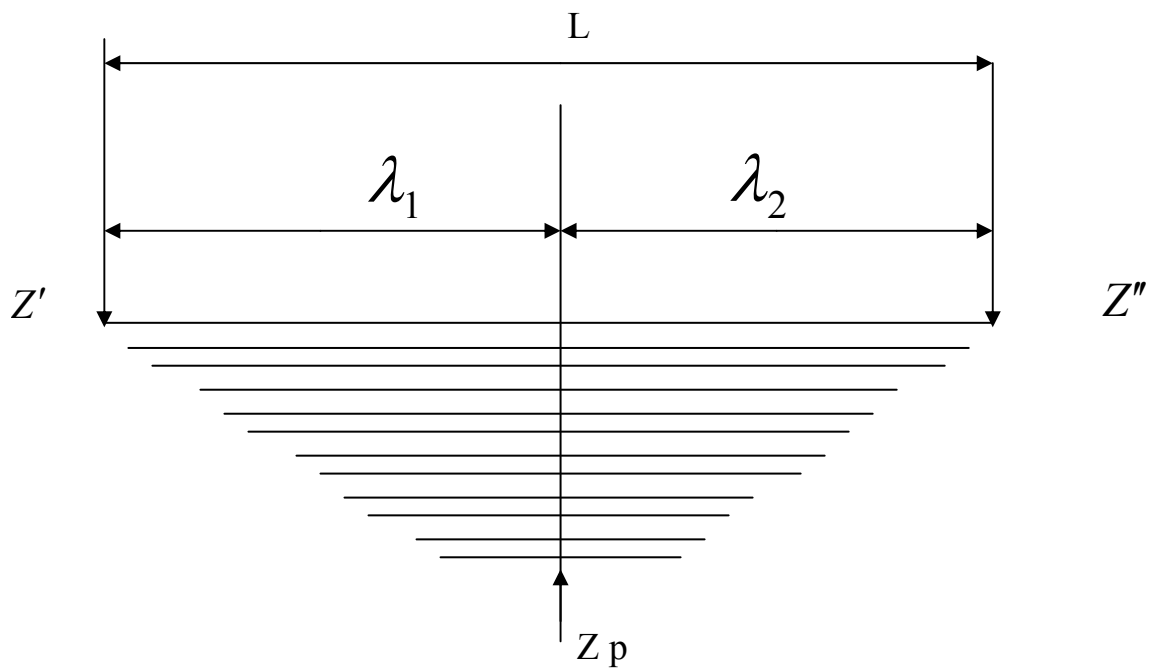


Рис. 5.4. Расчетная схема рессоры

Момент инерции наибольшего сечения рессоры:

$$J_0 = \frac{nbh^3}{12} \times 0,57$$

Деформация рессоры:

$$f_p = \delta \times \frac{\lambda_1^2 \cdot \lambda_2^2 \cdot Z_p}{3EJ_0L}$$

Напряжения в коренном листе рессоры:

$$\sigma = \frac{3}{2\delta} \times \frac{E \cdot h_k \cdot f_p}{\lambda_1 \cdot \lambda_2}$$

В приведенных зависимостях обозначены:

b - ширина листов рессоры, мм;

n - количество листов рессоры;

h - толщина листов, мм;

δ - коэффициент, зависящий от длины второго (подкоренного листа рессоры), $\delta = 1.2$;

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

h_k - толщина коренного листа рессоры, мм;

λ_1, λ_2, L - см. рис. 5.4.

Возможная блок- схема программы расчёта представлена на рис. 5.5.

Полученные данные занести в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Нагрузка, Z_p , Н	Деформация, f_p , мм	Напряжения, σ , МПа
---------------------	------------------------	----------------------------

Общее устройство рессорного стенда

В рессорном стенде имеется гидроцилиндр, нагружающий рессору. В гидроцилиндр нагнетается шестеренчатым насосом масло. Управление потоком масла осуществляется золотниковым распределителем. Верхнее положение ручки управления распределителем соответствует нагрузке рессоры, среднее - фиксации, нижнее - разгрузке. Давление масла измеряется манометром. Деформация отсчитывается по линейке. Пуск и остановка двигателя производится кнопкой. Во избежание перегрузки рессоры редуционный клапан отрегулирован на максимальное давление 1,4 МПа. На стенде установлена задняя рессора ГАЗ- 53А.

Краткая техническая характеристика рессоры

Номинальная нагрузка, Н	- 18000
Статистический прогиб, мм	- 115
Динамический ход, мм	- 105
Жёсткость рессоры, Н/м	- $155 \cdot 10^5$
Длина рессоры по концам, мм	- 1600 (1500)
Толщина листов, мм	- 11

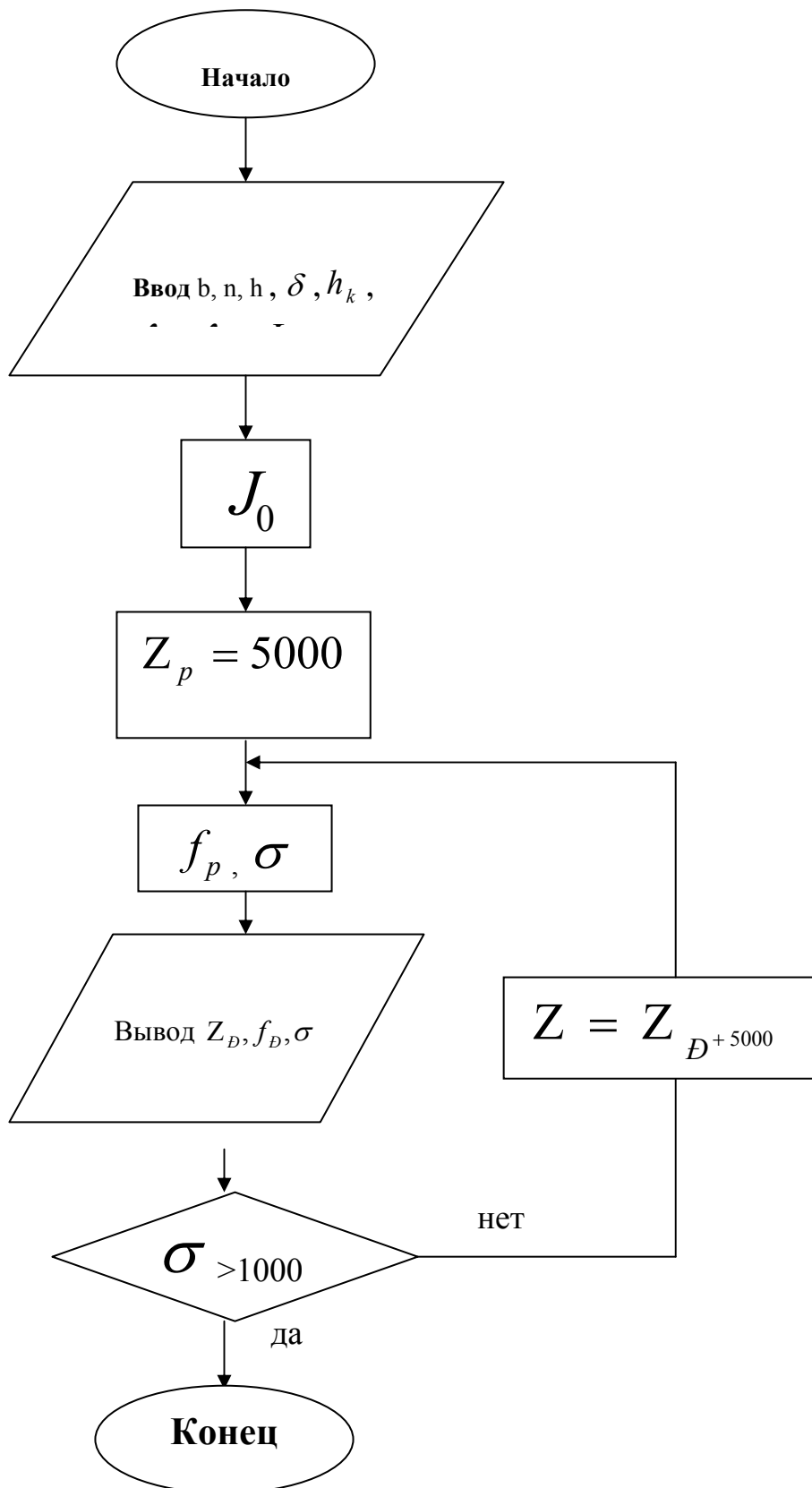


Рис. 5.5. Блок- схема программы расчёта рессоры

Ширина листов, мм	- 65
Число листов	- 13
Материал	- сталь 50ХГ
Масса	- 61,05

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с общим устройством и работой стенда.
 2. Включить общий рубильник.
 3. Поставить рычаг управления золотника в среднее положение.
 4. Включить стенд.
 5. Записать показания на линейке.
 6. Плавно поднимая рычаг вверх довести давление в гидроцилиндре до 0,2 МПа.
 7. Снять показания на линейке.
 8. Пункты 6 и 7 повторять через 0,2 МПа, доведя до максимального.
 9. При максимальном давлении (1,4 МПа) поставить рычаг в среднее положение и остановить двигатель.
 10. Повторить пункты 6 и 7, опуская рычаг управления вниз (разгрузка рессоры).
- Результаты замера сводятся в табл. 5.2.

Таблица 5.2

пп	Показания манометра, МПа	Сила Р, Н	Деформация f, м
Нагрузка			
1			
2			
3			
Разгрузка			
1			
2			
3			

Диаметр гидроцилиндра = 110 мм.

По данным таблиц 1 и 2 строится упругая характеристика рессоры, подсчитывается жёсткость рессоры и определяется сухое трение (см. рис. 5.3).

Содержание отчета

Отчет составляется каждым студентом каждым студентом индивидуально и содержит следующее:

1. Краткие сведения о подвеске и колебаниях автомобиля.
2. Блок – схема и программа расчета.
3. Схема стенда.
4. Результаты расчета и измерений – табл. 5.1, 5.2.
5. График упругой характеристики.
6. Оценка полученных значений F и C сравнение C с заводскими данными.
7. Определение собственной частоты колебаний задней части ГАЗ- 53А в груженом и порожнем состоянии.

Лабораторная работа №6

ИССЛЕДОВАНИЕ ОЦЕНОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ РУЛЕВОГО МЕХАНИЗМА «ГЛОБОИДНЫЙ ЧЕРВЯК-РОЛИК»

Цель работы: ознакомление с основными оценочными параметрами рулевых механизмов на примере механизма «Глобоидный червяк – ролик».

Оборудование: стенд для исследования оценочных параметров рулевых механизмов, комплект разновесов, индикатор для измерения линейных перемещений с ценой деления 0,01мм.

Предварительные сведения

К основным оценочным параметрам рулевых механизмов, влияющих на легкость управления, устойчивость и управляемость автомобиля относятся:

- полный угол поворота рулевого колеса из одного крайнего положения в другое;

- зазор (люфт) вала рулевого колеса;

- угловое передаточное число, определяемое как

$$u = \Delta\beta / \Delta\omega,$$

здесь $\Delta\beta$ и $\Delta\omega$ приращения углов поворота соответственно рулевого колеса и вала сошки;

- коэффициент полезного действия при передаче усилия от рулевого колеса к сошке – прямой КПД:

$$\eta \downarrow = 1 - T_{тр1} / T_1,$$

где $T_{тр1}$ момент трения рулевого механизма, приведенный к рулевому валу;

T_1 - момент, приложенный к рулевому колесу;

- обратный КПД (передача усилия от сошки к валу рулевого колеса):

$$\eta \uparrow = 1 - T_{TP2}/T_2,$$

где T_{TP2} - момент трения рулевого механизма, приведенный к валу сошки;

T_2 - момент, прикладываемый к сошке со стороны рулевого привода (колес).

Стенд для исследования рулевых механизмов

Схема стенда представлена на рис. 6.1. Основание 1 служит для установки на нем рулевого механизма 2 с передачей «глобоидный червяк – ролик». Закрепленный на укороченном рулевом валу шкив 3 предназначен для приложения крутящего момента, имитирующего воздействие на рулевое колесо. Нагрузка со стороны привода к рулевому механизму прикладывается к ободу шкива 4, закрепленного на валу сошки. Для нагружения служат подвесы 5 и 6 известной массы. Измерения угла поворота вала рулевого колеса производится при помощи стрелки 7 по круговой шкале с ценой деления один градус. Для установки вала рулевого колеса в нейтральное положение необходимо стрелку 7 совместить с «0» шкалы, а стрелку на шкиве 4 с меткой на корпусе рулевого механизма 2.

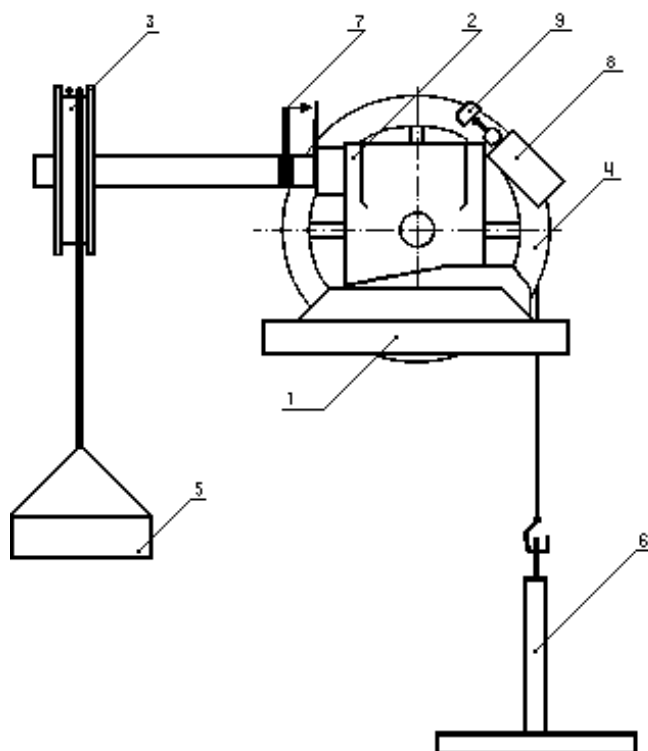


Рис.6.1. Схема стенда для исследования рулевых механизмов

Приращение угла поворота вала $\Delta\omega$ вычисляется по показаниям неподвижно закрепленного индикатора 8, ножка которого касается упора 9. Схема, поясняющая вычисление приращения угла $\Delta\omega$ показана на рис. 6.2.

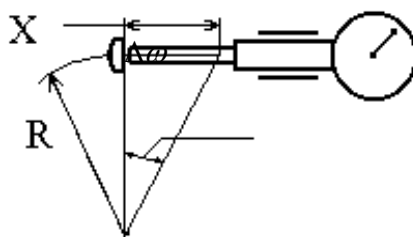


Рис. 6.2. Схема для вычисления приращения угла поворота сошки $\Delta\omega$.

$$\Delta\omega = \arctg \frac{X}{R},$$

здесь X – перемещение упора 9 при измерении (рекомендуется 5мм);

R – радиус расположения точки касания ножки индикатора упора 9 в начальный момент измерения. $R=0,136\text{м}$.

Основные конструктивные параметры стенда:

плечо приложения нагрузки к валу рулевого механизма	- 0,055м;
масса подвеса	- 0,300кг;
плечо приложения нагрузки к валу сошки	- 0,160м;
масса подвеса	- 0,450кг.

Порядок выполнения работы

1. Подготовка стенда к измерениям.

- Вставить индикатор 8 (см. рис. 6.1) в отверстие кронштейна до упора его корпуса в кронштейн и закрепить винтом.

- Отвести упор 9 от индикатора на такой угол, чтобы при повороте вала сошки он не касался ножки индикатора.

2. Измерение угла поворота вала рулевого колеса.

- Установить вал рулевого колеса в нейтральное положение.

- Повернуть вал рулевого колеса вправо до упора, отсчитать угол поворота по шкале измерительного устройства.

- Повторить измерения, вращая вал влево от нейтрального положения.

- Определить полный угол поворота в градусах и оборотах. Занести полученные значения в отчет.

3. Измерение зазора (люфта) вала рулевого колеса.

Зазор измеряется в нейтральном положении вала рулевого колеса и в точках отстоящих друг от друга на 120 градусов во всем диапазоне угла поворота β . В каждой точке зазор измеряется при приближении к ней слева и

справа. За величину зазора в каждой точке принимается среднее его значение. Полученные данные заносятся в табл. 6.1.

Таблица 6.1.

Результаты измерения зазоров в рулевом механизме, град.

Вращение вправо							
Угол поворота, β	~ 0	120	240	360	480	...	
Зазор, Δ							
Вращение влево							
Угол поворота, β	0	120	240	360	480	...	
Зазор, Δ							

По полученным данным построить график $\Delta = \phi(\beta)$.

4. Определение углового передаточного числа.

Угловое передаточное число определяется в тех же точках, где определялся зазор.

- Установить вал рулевого колеса в нейтральное положение.

- Переместить упор 9 до касания ножки индикатора.

- Вращением шкалы индикатора совместить нулевую отметку со стрелкой индикатора.

- Вращать вал рулевого колеса до получения смещения X (см. рис. 6.2) по шкале индикатора, равного 5мм.

- По положению стрелки 7 (см. рис. 6.1) определить с точностью до 0,5 град. соответствующий угол поворота вала рулевого колеса.

- Выполнить измерения при других значениях угла $\tilde{\beta}$.

Результаты измерений занести в табл. 6.2.

Таблица 6.2.

Данные для расчета значений передаточного числа рулевого механизма

Вращение вправо							
Угол поворота, β	0	120	240	360	480	...	
Приращение угла, $\Delta\beta$							
Передаточное число							
Вращение влево							
Угол поворота, β	0	120	240	360	480	...	
Приращение угла, $\Delta\beta$							
Передаточное число							

5. Определение КПД рулевого механизма.

На подвес 6 помещается груз массой 10...15кг. Масса гирь на подвесе 5 должна быть достаточной для удержания деталей рулевого механизма в равновесии. Определение КПД выполняется при положении вала рулевого колеса близком к нейтральному.

При определении прямого КПД необходимо подобрать такую минимальную массу гирь на подвесе 5 со стороны рулевого колеса, при которой появляется тенденция груза на подвесе 6 к подъему (груз на валу рулевого колеса совершает полезную работу). Прямой КПД определяется по зависимости:

$$\eta \downarrow = \frac{G_2 R}{G_1 ru},$$

здесь G_2 - вес массы груза на подвесе вала сошки;

G_1 - вес массы гирь на подвесе вала рулевого колеса.

При определении обратного КПД подбирается такая максимальная масса на подвесе 5, при которой сохраняется тенденция груза на подвесе 6 к опусканию (полезную работу совершает груз, действующий на подвесе вала сошки).

Обратный КПД определяется по выражению:

$$\eta \uparrow = \frac{G_1 ru}{G_2 R}.$$

Данные измерений и вычислений прямого и обратного КПД занести в табл. 6.3.

Таблица 6.3.

Данные и результаты вычислений прямого и обратного КПД

Прямой КПД				Обратный КПД			
N	$G_1, Н$	$G_2, Н$	$\eta \downarrow$	N	$G_1, Н$	$G_2, Н$	$\eta \uparrow$
1				1			
2				2			
3				3			
Среднее значение $\eta \downarrow$				Среднее значение $\eta \uparrow$			

Содержание отчета

В отчет необходимо включить:

- краткие сведения о цели и методике выполнения лабораторной работы;
- схему стенда, поясняющую методику определения прямого и обратного КПД;
- таблицы 6.1...6.3 с данными измерений и результатами расчетов;
- зависимости для вычисления значений прямого и обратного КПД;
- график зависимости зазора в рулевом механизме от угла поворота вала рулевого колеса;
- анализ полученных результатов.

Лабораторная работа №7

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДА ТОРМОЗОВ С ГИДРОВАКУУМНЫМ УСИЛИТЕЛЕМ

Цель работы: ознакомление с характеристиками привода тормозов с гидровакуумным усилителем и методикой их получения.

Оборудование: стенд для исследования характеристик привода тормозов с гидровакуумным усилителем, пружинный динамометр, комплект гирь общей массой до 10 кг, блок питания постоянного напряжения 20...25 В.

Предварительные сведения

На легковых автомобилях и грузовых полной массой до 7,5 т применяется гидравлический привод тормозов, отличительной особенностью которого является быстроедействие и высокий КПД, равенство приводных сил тормозных механизмов левых и правых колес, простота обслуживания. При таком приводе торможение происходит за счет энергии водителя, поэтому эффективное торможение автомобилей полной массой более 1000кг требует больших усилий. В качестве постороннего источника энергии в таких приводах используется разрежение во впускном трубопроводе двигателя (вакуумный усилитель), что значительно облегчает управление тормозами. Схема гидровакуумного усилителя грузового автомобиля показана на рис.7.1.

Основным требованием к любому усилителю является наличие следящего действия, которое обеспечивает пропорциональность усилия усилителя силе нажатия на педаль тормоза. Способность усилителя снижать усилие, необходимое для торможения автомобиля, характеризуется **коэффициентом усиления (K_y)**, определяемым как отношение давления тормозной жидкости после усилителя к давлению до усилителя.

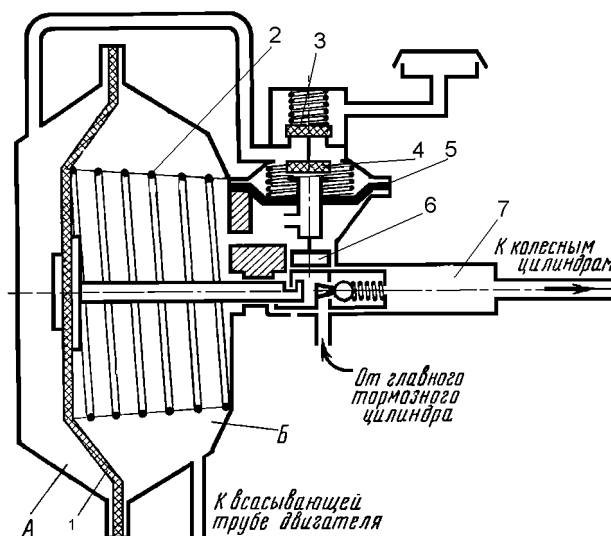


Рис. 7.1. Схема гидровакуумного усилителя

Достаточно точно зависимость коэффициента усиления от режимных и конструктивных параметров описывается следующим выражением.

$$K_y = 1 + \frac{S_1 \left\{ \frac{d_c^2}{d_2^2} * Q_{ш} - (F_n + k_c * y + F_{ак}) \right\} - (F_d + k_d * x)}{Q_{ш}} * \frac{d_2^2}{d_y^2},$$

где

S_1 - площадь рабочей поверхности диафрагмы 1 вакуумной камеры;

S_2 - площадь рабочей поверхности диафрагмы 5 следящего устройства;

d_c - диаметр гидравлического поршня 6 следящего устройства;

d_r - диаметр поршня главного тормозного цилиндра;

d_y - диаметр поршня цилиндра 7 усилителя;

$Q_{ш}$ - сила нажатия на педаль тормоза, приведенная к штоку главного тормозного цилиндра;

F_n - сила предварительного натяжения пружины диафрагмы следящего устройства;

k_c - жесткость пружины диафрагмы следящего устройства;

$F_{ак}$ - сила предварительного натяжения пружины атмосферного клапана 3;

F_d - сила предварительного натяжения возвратной пружины 2 диафрагмы вакуумной камеры;

k_d - жесткость возвратной пружины диафрагмы вакуумной камеры;

x - ход штока диафрагмы вакуумной камеры.

Анализ приведенного выражения показывает наличие большого числа факторов, влияющих на величину и характер изменения коэффициента усиления. Уменьшение жесткости пружин вакуумной камеры и следящего устройства и их предварительного натяжения способствует увеличению коэффициента усиления. К этому же приводит увеличение отношений площадей диафрагм вакуумной камеры и следящего устройства и отношение квадратов диаметров поршней главного цилиндра и цилиндра усилителя. При полном срабатывании усилителя и установлении максимального перепада давления воздуха между полостями А и Б усилителя коэффициент усиления снижается по мере увеличения силы нажатия на педаль тормоза.

Для исследования характеристик гидравлического тормозного привода с вакуумным усилителем разработан и изготовлен стенд, за основу которого принят выпускаемый в качестве учебного пособия Горьковским автомобильным заводом стенд тормозов автомобиля ГАЗ-53А. Общий вид стенда показан на рис. 7.2.

В исходную конструкцию стенда внесен ряд изменений, позволяющих выполнять необходимые испытания.

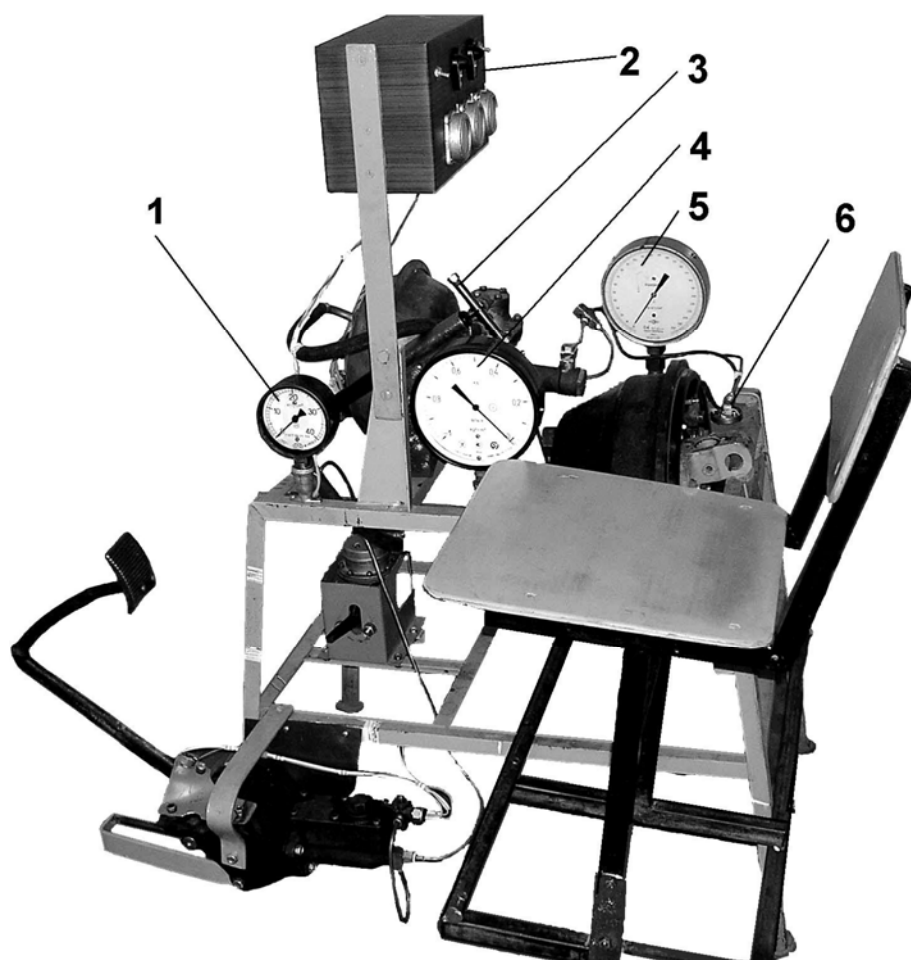


Рис. 7.2. Стенд для исследования привода тормозов:
 1,5 – манометры для измерения давления в трубопроводах до и после усилителя; 2 – блок регистрации временных характеристик процесса торможения; 3 – поршневой вакуумный насос; 4 – вакуумметр; 6 – датчик максимального давления

Для имитации процесса торможения автомобиля оборудовано рабочее место оператора, установлено дополнительное оборудование и измерительные приборы. Дополнительно к штатному диафрагменному насосу установлен поршневой вакуумный насос, обеспечивающий более высокое разрежение в вакуумной камере усилителя. Предусмотрена установка дополнительного рычага для создания тарированного усилия на тормозной педали. Измерение давлений тормозной жидкости до и после усилителя, разрежения в вакуумной камере выполняется с использованием пружинных манометров и вакуумметра.

Стенд позволяет измерять и некоторые временные характеристики процесса торможения: время реакции водителя, время запаздывания тормозного привода и время нарастания давления. Электрическая схема для измерения перечисленных параметров представлена на рис. 7.3.

Регистрация указанных интервалов времени выполняется с использованием магнитоэлектрических счетчиков МЭС-54, включенных в сеть переменного тока частотой 50 Гц. Цена деления счетчика составляет 0.02 секунды. Сигналом к началу торможения служит загорание красной лампы HL1, включаемой выносной кнопкой S3. Одновременно подается питание на

обмотку реле К1, контакты которого запускают счетчик РТ1, регистрирующий время реакции водителя.

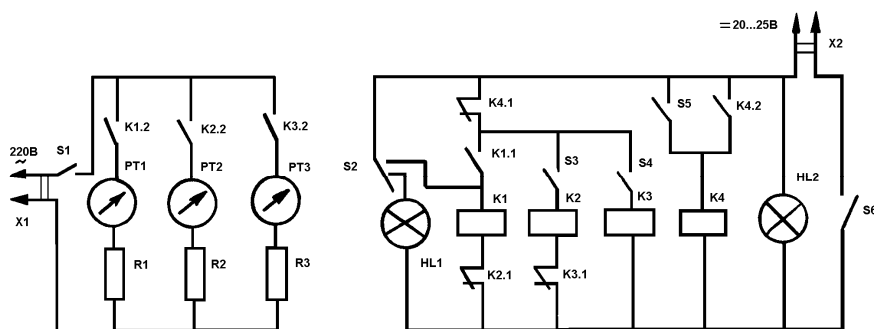


Рис. 7.3. Электрическая схема для измерения составляющих времени процесса торможения

По мере нарастания давления в приводе срабатывают коммутирующие датчики: датчик, фиксирующий момент нажатия на педаль S3, датчик стоп-сигнала S4, срабатывающий в момент касания тормозных колодок поверхности барабана, и датчик максимального давления в тормозном приводе S5. Управляемые этими датчиками реле К2 – К4 поочередно включают и отключают счетчики. Счетчик РТ2 регистрирует время запаздывания тормозного привода, а счетчик РТ3 фиксирует время нарастания давления.

Параметры объекта исследования и экспериментальной установки

Диаметр поршня главного тормозного цилиндра, мм32;

диаметр поршня цилиндра усилителя, мм..... 22;

диаметр поршня колесного цилиндра, мм..... 35.

Размеры рычагов педали показаны на рис. 7.4.

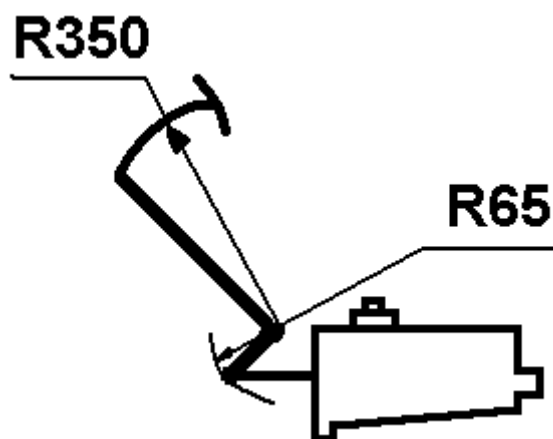


Рис. 7.4. Размеры педали тормоза

Приведение усилия, создаваемого рычагом к усилию на педаль тормоза выполняется с использованием данных рис. 7.5. Отмеченные символом «*» размеры плеч рычага получены при положении конца рычага над уровнем пола

$H = 710 \pm 50$ мм, при другом значении величины H значения плеч рычага необходимо уточнить.

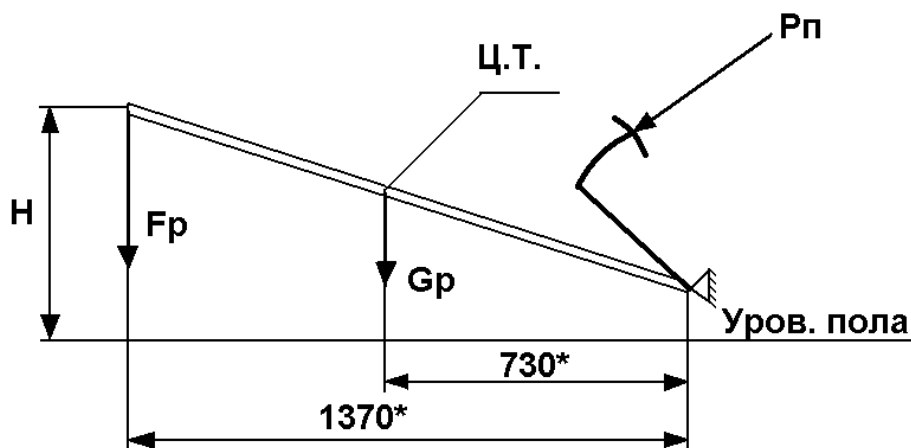


Рис. 7.5 - Нагружающий рычаг

$$P_{\text{п}} = (G_{\text{п}} \cdot 730 + F_{\text{п}} \cdot 1370) / 350,$$

где $G_{\text{п}}$ - вес рычага, Н; $G_{\text{п}} = 52,5$ Н;

$F_{\text{п}}$ - нагрузка, прикладываемая к рычагу, Н;

$$F_{\text{п}} = (52,5 \cdot 730 + P_{\text{п}} \cdot 1370) / 350 = 109,5 + 3,19 \cdot P_{\text{п}}, \text{ Н.}$$

Порядок выполнения работы

1. Определение кинематического передаточного числа привода.

Пользуясь данными параметров установки, вычислить кинематическое передаточное число привода

$$U_{\text{к}} = U_{\text{п}} \cdot U_{\text{пр}},$$

где $U_{\text{п}}$ - передаточное число педали;

$U_{\text{пр}}$ - передаточное число гидравлической части привода.

$$U_{\text{пр}} = d_{\text{к}}^2 / d_{\text{г}}^2,$$

здесь $d_{\text{к}}$ - диаметр поршня колесного цилиндра;

$d_{\text{г}}$ - диаметр поршня главного тормозного цилиндра.

2. Определение характеристик тормозного привода при неработающем усилителе.

2.1. Прикладывая при помощи пружинного динамометра постепенно увеличивающееся усилие (на плече 350 мм относительно оси педали) зафиксировать:

- силу $F_{\text{п1}}$, при которой начинает повышаться давление в тормозном приводе (за давлением следует наблюдать по образцовому манометру поз. 5 на рис. 7.2.);

- силу $F_{\text{п2}}$ и давление P_2 , при которых колодки начинают касаться поверхности тормозного барабана (появляется тормозной момент);

- результаты занести в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Результаты измерений при неработающем усилителе

Нагрузка, Н	Сила давления на педаль $F_{п}$, Н	Давление, МПа Р	Примечание
	$F_{п1} =$		Начало повышения давления
	$F_{п2} =$		Появление тормозного момента
Рычаг			

2.2. Закрепить на педаль нагружающий рычаг.

- увеличивая массу гирь на конце рычага с шагом, примерно, 3кг довести давление в тормозном приводе до момента срабатывания датчика максимального давления;

- результаты измерений занести в табл. 7.1;

- рассчитать соответствующие значения усилий на педаль $F_{п}$ и построить график зависимости давления тормозной жидкости от усилия на педаль $P = f(F_{п})$.

3. Определение силового передаточного числа и КПД привода.

3.1. Определить силовое передаточное число по выражению

$$U_c = F_{гц} / F_{п}$$

где $F_{гц}$ - приводное усилие поршней колесных цилиндров, прижимающее тормозные колодки к барабану.

Пренебрегая силой трения поршней о рабочую поверхность цилиндра

$$F_{гц} = (P - P_2) \cdot \pi \cdot d_{кц}^2 / 4,$$

здесь P - давление жидкости в тормозном приводе.

3.2. КПД привода рассчитывается по выражению

$$\eta = U_c / U_k.$$

Определенный таким образом КПД учитывает не только потери в приводе за счет сил трения, но и противодействие возвратных пружин педали, поршня главного тормозного цилиндра и стяжных пружин тормозных колодок.

Вычисления выполнить для трех значений усилия на педаль в диапазоне от 300 Н до максимального.

4. Определение характеристик тормозного привода с работающим усилителем:

- приподнять нагружающий рычаг для исключения силы нажатия на педаль и поставить под него опору;

- при помощи поршневого вакуумного насоса создать в вакуумной камере усилителя разрежение 30 кПа ($0,3 \text{ кг/см}^2$), при необходимости насос смазывается небольшим количеством тормозной жидкости через отверстие в верхней части цилиндра;

- медленно опуская рычаг зафиксировать давление, при котором начинает срабатывать усилитель. Во время эксперимента при помощи вакуумного насоса поддерживать неизменным разрежение в вакуумной камере;
- последовательно увеличивая нагрузку добавлением гирь массой 1кг, фиксировать давления тормозной жидкости до усилителя P_I и после усилителя P_{II} ;
- результаты занести в табл. 7.2;
- рассчитать значения коэффициента усиления и построить график зависимости давления P_{II} и коэффициента усиления K_y от давления P_I .

Таблица 7.2

Результаты эксперимента при работающем усилителе

Нагрузка, Н	Сила давления на педаль, Н	Давление, МПа		Коэффициент усиления, K_y	Примечание
		P_I	P_{II}		
					Начало срабатыв. усилителя
Рычаг					

5. Определение временных характеристик процесса торможения.

Работа выполняется в следующей последовательности:

- демонтировать рычаг с тормозной педали;
- включить блок регистрации в электрическую сеть 220В;
- подать на клеммы питания блока постоянное напряжение 20...25В;
- включить тумблеры 220В и 20...25В (должна загореться зеленая лампочка);
- оператор занимает рабочее место водителя и готовится к торможению;
- преподаватель, ведущий занятия, включает красную лампу, по сигналу которой оператор выполняет торможение. Торможение должно выполняться быстро, но максимальное давление тормозной жидкости не должно превышать 4...4,5 МПа (40...45 кг/см²). Должен сработать датчик максимального давления и выключиться счетчик РТЗ;
- выключить тумблер 20...25В;
- зафиксировать показания счетчиков и построить начальную часть тормозной диаграммы (до момента достижения максимального давления тормозной жидкости).

Содержание отчета

В отчет необходимо включить:

- краткие сведения о цели и методике выполнения лабораторной работы;
- определение коэффициента усиления усилителя;
- таблицы 7.1 и 7.2;
- значения U_k , U_c , η ;
- графики по п.п. 2.2. и 4;
- тормозную диаграмму;
- анализ полученных результатов.

Сергей Сергеевич Гулезов

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В АГРЕГАТАХ И СИСТЕМАХ АВТОМОБИЛЯ

Методические указания
к проведению лабораторных работ
для студентов специальностей 190201, 190601, 190603

Редактор Е.А. Устюгова

Подписано к печати	Формат 60*84 1/16	Бумага тип. № 1
Печать трафаретная	Усл. печ.л. 3,0	Уч.-изд. л. 3,0
Заказ	Тираж 100	Цена свободная
РИЦ Курганского государственного университета. 640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25. Курганский государственный университет.		