

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ**

**КУРГАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

**КАФЕДРА «АВТОМОБИЛИ»**

## **КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ МОТОЦИКЛА**

Методические указания к выполнению лабораторных и практических работ  
для студентов очной формы обучения специальности 190201

Курган 2008

Кафедра: «Автомобили»

Специальность: 190201 «Автомобиле- и тракторостроение»

Дисциплина: «Конструирование и расчет мотоцикла»

Составил: канд. техн. наук, доцент А.Л.Сергеев

Утверждены на заседании кафедры « 12 » марта 2008 г.

Рекомендованы методическим советом университета

«29» апреля 2008

## **ВВЕДЕНИЕ**

Развитие мотоциклетной техники неразрывно связано с совершенствованием ходовой части, улучшением комфортабельности и безопасности езды по дорогам с различным покрытием и вне дорог. Большое внимание конструкторы современных мотоциклов уделяют совершенствованию передней и задней подвесок, конструкциям гидравлических амортизаторов, тормозам. Эта тематика находит свое отражение в данных методических указаниях.

Для осуществления обобщающего анализа конструкций отдельных узлов мотоцикла по ходу изучения курса «Конструирование и расчет мотоцикла» выполняются лабораторные и практические работы. Каждый студент для успешного выполнения практических и лабораторных работ должен использовать знания, полученные на лекциях и в ходе выполнения индивидуальной и самостоятельной работ, которые предусмотрены в данном курсе.

При составлении отчета по лабораторной или практической работе наиболее важным являются выводы, представленные студентом по результатам выполненной работы. Эти выводы должны отражать степень соотношения исследуемой конструкции предъявляемым к ней основным требованиям, исходя из конкретных значений, полученных в ходе расчетов или проведенного эксперимента. При несоответствии полученных результатов или характеристик основным требованиям, предъявляемым к конкретному узлу или конструкции, студент должен предложить соответствующие рекомендации по совершенствованию конструкции или улучшению характеристики применительно к конкретному типу мотоцикла.

Отчет по лабораторной работе составляется индивидуально каждым студентом, должен содержать необходимые графики, схемы и таблицы по результатам расчетов, замеров и эксперимента. В ходе практической работы решаются задачи по расчету отдельных узлов и агрегатов трансмиссии, подвески и тормозных механизмов мотоциклов.

### **Лабораторная работа № 1**

#### **«Определение характеристик тормозных механизмов барабанного типа»**

Цель работы: сравнительная оценка конструктивных схем барабанных тормозных механизмов по величине тормозного момента и коэффициента тормозной эффективности.

Оборудование: стенд для исследования тормозных механизмов.

#### **1. Предварительные сведения**

В лабораторной работе рассматриваются следующие схемы колодочных барабанных тормозных механизмов:

- с равными приводными силами и разнесенными опорами (рис. 1.1);
- с равными перемещениями колодок при одностороннем расположении опор (рис. 1.2).

Под действием разжимного усилия  $P$ , которое зависит от передаточного числа привода и усилия, прикладываемого к педали или рычагу управления

тормозами, между барабаном и накладками возникают нормальные  $N$  и, если колесо вращается, касательные  $F$  силы, которые в зависимости от направления вращения, дополнительно увеличивают или уменьшают нормальные силы, действующие со стороны барабана на колодку. Так на рис. 1.1, при вращении

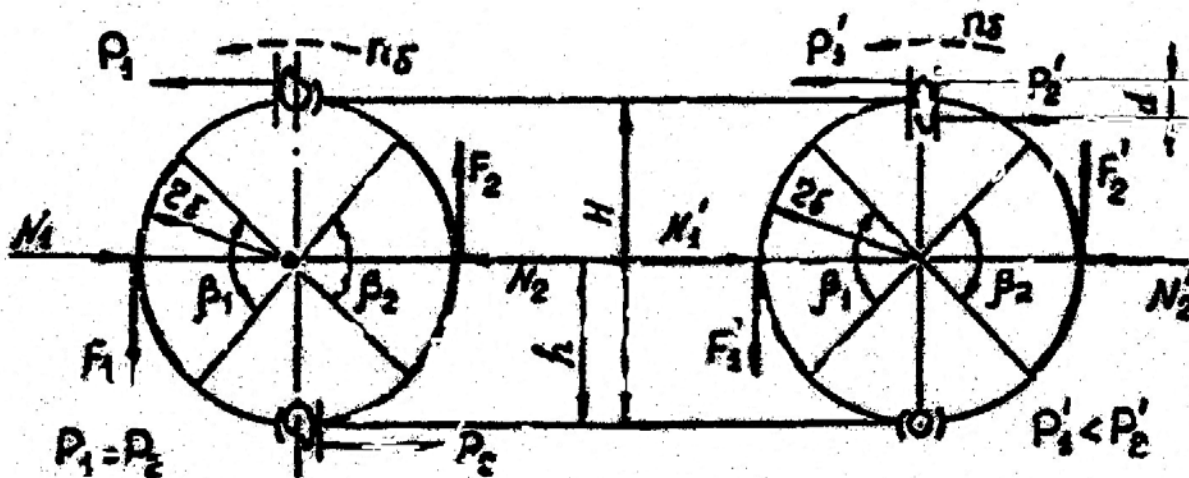


Рис. 1.1

Рис. 1.2

против часовой стрелки нормальная реакция  $N$  будет больше, а при вращении по часовой стрелке меньше соответствующих реакций при неподвижном колесе.

Исходя из схемы сил, действующих на колодки тормозных механизмов и принимая некоторые допущения (удельное давление по длине накладок распределено равномерно, равнодействующая элементарных нормальных сил проходит через центр тормозного механизма, условная сила трения приложена на радиусе барабана), тормозной момент может быть определен:

- для первого типа тормозного механизма (рис. 1.1):

$$T = \frac{2 \times H \times r \times \mu}{d \times (h \mp r \times \mu)} \times M_{\text{пр}}, \quad (1.1)$$

- для второго типа тормозного механизма (рисунок 1.2):

$$T' = \frac{2 \times H \times r \times \mu}{d \times h} \times M_{\text{пр}}, \quad (1.2)$$

где  $H$ ,  $h$ ,  $r$  – геометрические параметры механизма. Расстояние между опорами, от центра до опоры и радиус барабана соответственно;  $\mu$  – коэффициент трения. Расчетное значение  $\mu = 0,30$ ;  $d$  – диаметр приводного кулачка;  $M_{\text{пр}}$  – приводной момент.

Знак «+» при вращении барабана по часовой стрелке и «-» против часовой.

Приводные силы, действующие на колодки в зависимости от приводного момента  $M_{\text{пр}}$ , развиваемого тормозным приводом, рассчитываются по формулам:

- для тормоза с разнесенными опорами

$$P_1 = P_2 = \frac{M_{iD}}{d}, \quad (1.3)$$

- для тормоза с односторонним расположением опор

$$P_1' = M_{iD} \times \left( \frac{h - r \times \mu}{h \times d} \right); P_2' = M_{iD} \times \left( \frac{h + r \times \mu}{h \times d} \right). \quad (1.4)$$

Величина тормозного момента и основные свойства барабанного тормоза зависят от величины коэффициента трения.

$$\mu = A \times \frac{T}{M_{iD}},$$

где  $A = 0,053$  для тормозного механизма (рис. 1.2).

Оценка тормозных механизмов ведется по:

- коэффициенту тормозной эффективности

$$K_{\dot{y}} = \frac{T}{(P_1 + P_2) \times r};$$

- величине тормозного момента,  $T$ ;

- величине приводных сил  $P$ ;

- соотношению тормозных моментов

$$\frac{T}{T'} = \frac{1}{1 - \left( \frac{r \times \mu}{h} \right)} \quad (1.6)$$

Значения основных параметров тормозных механизмов, представленных в лабораторной установке, следующие (размеры в мм):

$$H = 158$$

$$\beta = 90^0$$

$$h = 79$$

$$b = 14$$

$$r = 101$$

$$R = 242$$

$$d = 20$$

## 2. Экспериментальная установка

Схема лабораторной установки представлена на рис. 1.3. На основании 1 при помощи оси 2 установлено на подшипниках колесо мотоцикла 3 с тормозным барабаном и неподвижным суппортом тормоза 4. На суппорте смонтировано два комплекта тормозных колодок, закрепленных в соответствии со схемами рисунков 1.1 и 1.2. Смещая колесо с тормозным барабаном вдоль оси, возможно, осуществить его взаимодействие с одной или со второй парой колодок.

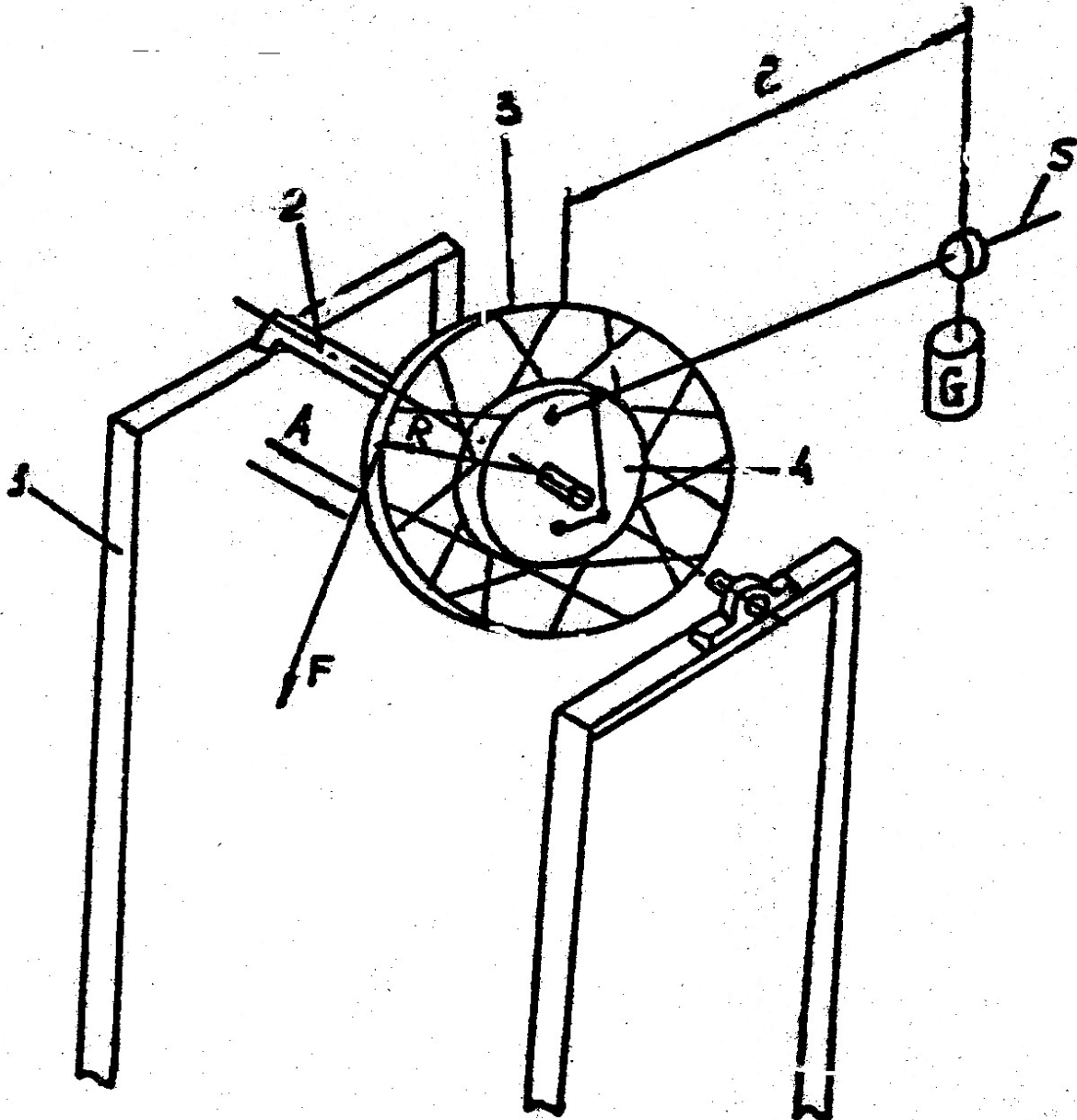
Схема тормоза по рис. 1.1 соответствует исходному положению тормозного барабана. Смещение барабана от суппорта соответствует схеме, изображенной на рис. 1.2.

Приводные силы, прижимающие колодки к барабану, создаются кулачковым механизмом при помощи рычага 5, на котором подвижно закреплен груз. Перемещая груз вдоль рычага, можно получить различные значения этих сил. Величина тормозной силы  $F$  замеряется на ободу колеса с использованием динамометра.

### 3. Порядок проведения работы

#### 3.1. Расчетное определение тормозных моментов

Используя расчетные зависимости (1.1, 1,2) и значения конструктивных параметров исследуемых тормозных механизмов, определить величины тормозных моментов для различных значений  $M_{тб} = G \times l + 0.42$ , 4÷5 значений в диапазоне 2,5...6,0 Нм. Для схемы рисунка 1.1 (неревверсивный тормозной механизм) расчеты выполнить для обоих направлений вращения. Результаты расчета занести в таблицу 1.



1 – основание стенда; 2 – ось; 3 – колесо мотоциклетное; 4 – суппорт тормозного механизма; 5 – рычаг с грузом  $G=15,3$  Н;  $R = 242$  мм- радиус колеса;  $F$ - тормозная сила;  $L = 370$  мм- плечо приложения груза  $G$ ;  $A$ - смещение колеса

Рис. 1.3. Схема установки

Результаты расчетного и экспериментального определения тормозного момента

Схема тормоза	Направление вращения	Приводной момент $M_{пр} = G \times l + 0.42$ , Нм				
		$M_{пр1} =$	$M_{пр1} =$	$M_{пр2} =$	$M_{пр3} =$	
1.1	По часовой стр.	$T =$				
	Против часовой	$T =$				
1.2	По часовой стр.	$T' =$				
	Против часовой	$T' =$				

### 3.2. Опытное определение тормозного момента

- Сдвинуть тормозной барабан в направлении от суппорта так, чтобы он контактировал с крайним рядом колодок;
- установить минимальное значение плеса груза  $l$ , рассчитать приведенный момент для данного положения груза  $G$ ;
- прикладывая силу к ободу колеса, определить с использованием динамометра величину тормозного момента  $T$ , при котором барабан начинает проворачиваться;
- повторить предыдущие замеры и расчеты для 3-4 значений  $M_{пр}$ ;
- выполнить измерения при другом направлении приложения силы  $F$  (направления вращения);
- передвинуть тормозной барабан для контакта с другим рядом колодок, повторить указанные выше измерения.

Результаты занести в таблицу по форме 1.

### 3.3. Определение оценочных показателей тормозных механизмов

Используя полученные результаты, рассчитать для обоих механизмов:

- приводные силы по формулам (1.3 и 1.4);
- коэффициент эффективности,  $K_{Э}$ ;
- соотношение тормозных моментов сравниваемых механизмов.

## 4. Содержание отчета

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

- схемы рассматриваемых тормозных механизмов;
- результаты расчетов и опытных измерений тормозных моментов сравниваемых механизмов в виде таблицы;
- график изменения тормозного момента от величины приводного момента  $T = f(M_{пр})$  для обоих тормозных механизмов;
- численные значения оценочных показателей сравниваемых тормозных механизмов  $P_1, P_2, T_{max}, K_{Э}, T/T'$ ).
- выводы. Сравнительная оценка исследуемых тормозных механизмов.

## Лабораторная работа № 2

### «Определение упругой характеристики маятниковой подвески мотоцикла»

Цель работы: экспериментальное определение упругой характеристики мотоциклетной подвески, оценка жесткости, собственной частоты колебаний и соотношения статических и динамических ходов подвески.

Оборудование: стенд-установка рычажной подвески маятникового типа с пружинно-телескопическим амортизатором.

#### 1. Предварительные сведения

Определение вертикальной упругой характеристики подвески является важной составной частью проблемы обеспечения необходимой плавности мотоцикла. Данная лабораторная работа рассматривает методику построения упругой характеристики, одного из самого распространенного типа задней подвески мотоцикла - маятниковой. Преимущество этих подвесок заключается в том, что они имеют меньшую жесткость, увеличенный ход оси колеса по сравнению со свечными (рис. 2.1). Маятниковая вилка, выполненная в виде двух рычагов, шарнирно укреплена на раме. Силы, возникающие на колесе при движении мотоцикла, воспринимаются колесом и передаются через маятниковую вилку и пружину подвески на раму. Пружины смягчают удары, передаваемые на раму, а гидравлические амортизаторы гасят колебания подвески.

В мотоциклах применяется два варианта задней подвески: маятниковая вилка с двумя амортизаторами (классическая схема) и с одним центральным амортизатором. Первый вариант позволяет уменьшить изгиб перьев вилки, однако требует большого внимания к жесткости соединения обоих перьев для предотвращения значительных отклонений средней плоскости колеса от вертикали. Для размещения двух амортизаторов с пружинами требуется много места по бокам колеса. Компромиссным решением стало смещение и наклонение их вперед. Основной причиной появления задней подвески с одним амортизатором был постоянный рост хода задней маятниковой вилки (до 300 мм) особенно для спортивных мотоциклов. У задней маятниковой вилки с одним амортизатором перья должны быть значительно мощнее, чем в случае двух амортизаторов, так как изгибные напряжения в них значительно больше. Амортизатор с креплением в середине маятниковой вилки чаще всего устанавливают в вертикальном положении за двигателем, перед задним колесом. Такие амортизаторы имеют очень жесткую пружину с линейной характеристикой.

Однако такая конструкция подвески с моноамортизатором может иметь нелинейную характеристику подвески, если одна опора амортизатора с цилиндрической пружинной связана с рычажной системой, имеющей переменное соотношение плеч при ходе сжатия подвески («Про-Линк», «Уни-Трак», «Монокросс»), рис. 2.1в.

Для сдвоенных гидравлических амортизаторов, устанавливаемых наклонно для получения большего хода оси колеса, наружные пружины в большинстве случаев имеют прогрессивную характеристику за счет переменного шага навивки или конусной формы, или двух последовательно работающих пружин,



навитых из проволоки различного диаметра. Прогрессивной характеристикой обладают также пневмогидравлические амортизаторы при комбинации с пружинным, отличающимся мягкостью характеристики и постоянным шагом витков. Их преимуществом является простота регулирования жесткости амортизатора путем подкачки в него воздуха или его выпуска (рис. 2.2а). В некоторых случаях для сдвоенных амортизаторов предусматривается регулировка цилиндрических пружин при изменении статической нагрузки на колесо.

Методика построения упругой вертикальной характеристики подвески основана на обеспечении заданного значения собственной частоты колебаний подрессоренных масс.

$$w = \sqrt{\frac{c}{m}}, c^{-1}; n = 9.55 \times \sqrt{\frac{c}{m}}, \text{ кол/мин,}$$

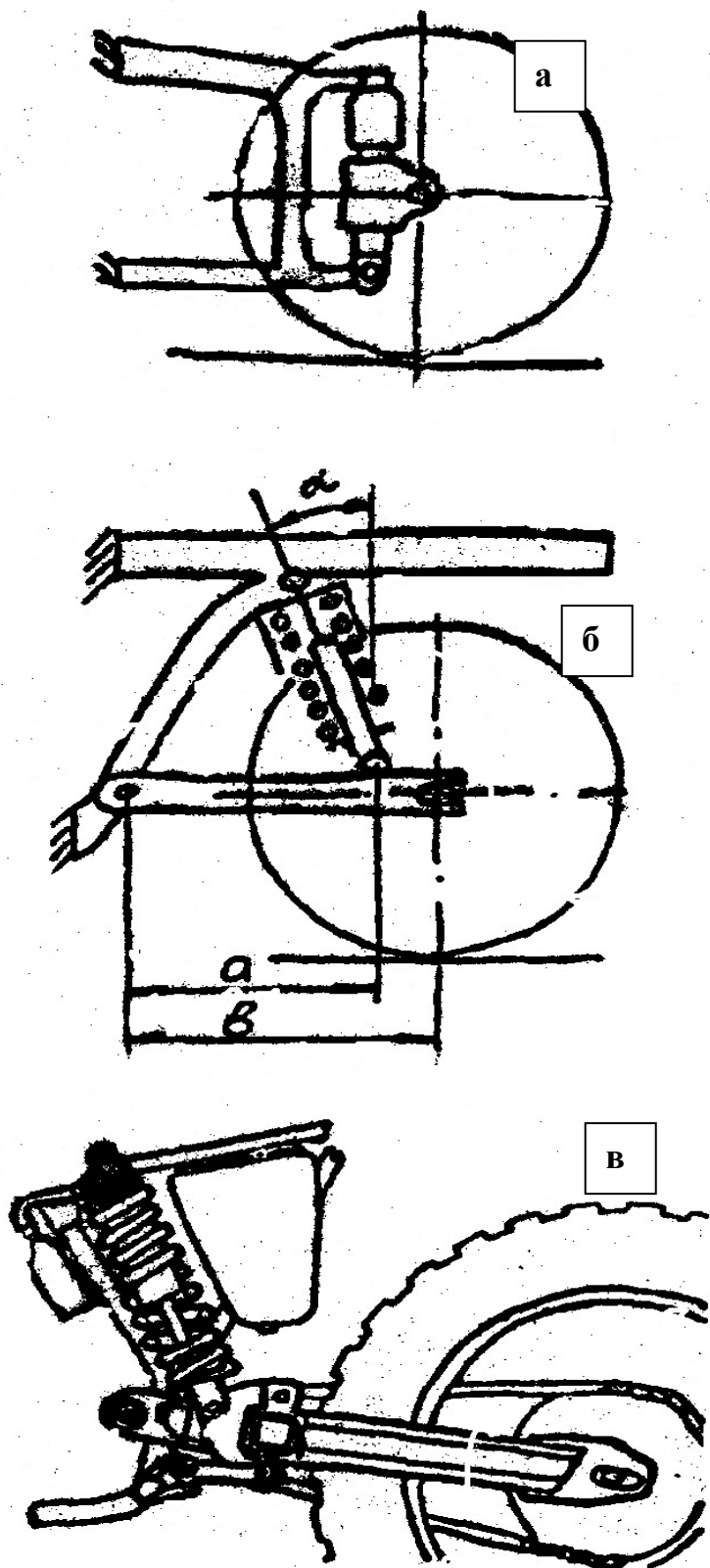
где  $m$  – подрессоренная масса, кг;  $c$  – жесткость подвески, Н/м.

При больших частотах ухудшается плавность хода мотоцикла, при меньших частотах уменьшаются динамические хода сжатия и отбоя соответственно при наличии или отсутствии пассажира и груза. Для задней подвески мотоциклов  $w \approx 100$  кол/мин. Для принятого значения частоты собственных колебаний мы можем определить необходимую жесткость подвески и обосновать выбор упругого элемента. Дальнейшее построение упругой характеристики подвески связано с оптимальным согласованием динамических и статических ходов ее с учетом переменного характера подрессоривания масс, с ограничением максимальной нагрузки при ходе сжатия (рис. 2.2б). Подсчитано, что нагрузка на заднее колесо мотоцикла увеличивается в 1,5 – 1,6 раза на мотоциклах-одиночках для водителя и пассажира по сравнению с одним водителем и в 1,6 – 1,7 раза на мотоциклах с боковым прицепом. Для современных мотоциклетных подвесок с ограничителем хода сжатия допустимые значения максимальной нагрузки составляют  $R_{\max} = (1,5 \div 2,5) \times R_{cm}$ , где  $R_{cm}$  – статическая нагрузка на подвеску.

Для маятниковой подвески (рис. 2.3) передаточные отношения по ходу подвески и по нагрузке равны ( $u = \frac{b}{a}$ ), если упругий элемент наклонен, то

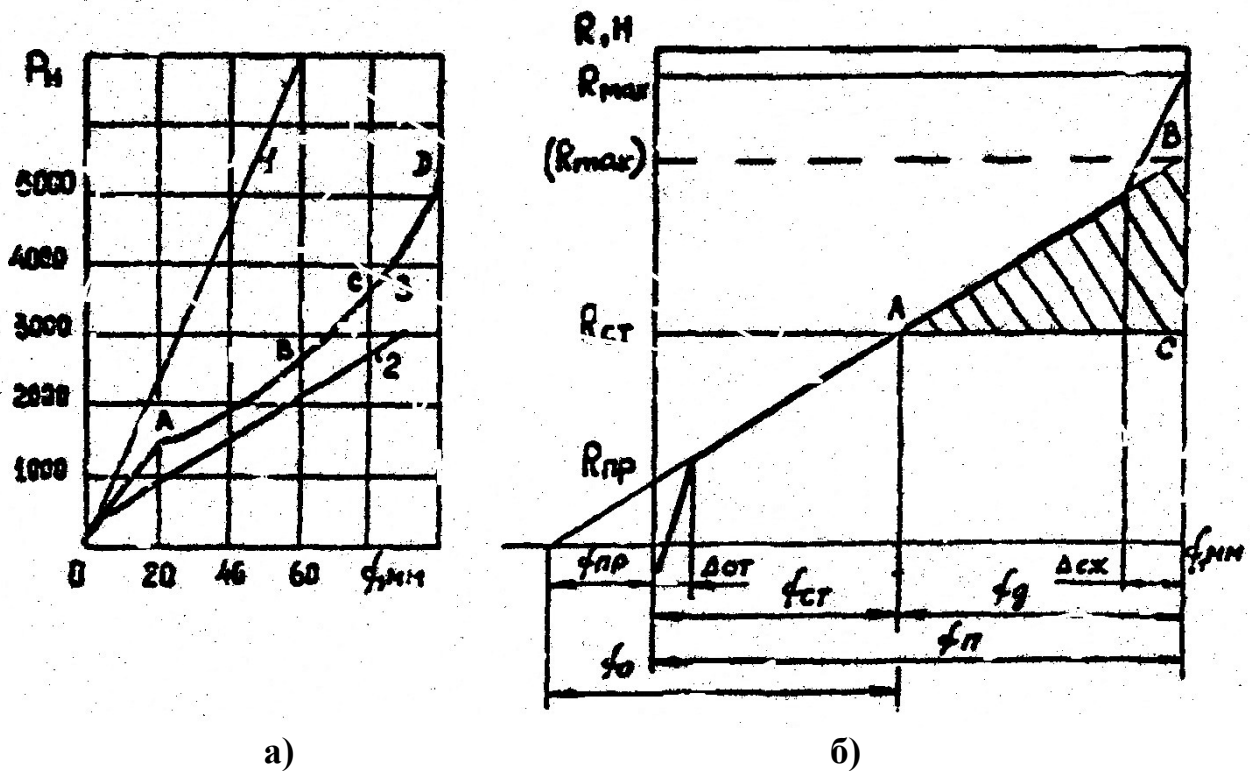
$u = \frac{b}{a \times \cos \alpha}$  (рис. 2.3). Связь между жесткостью упругого элемента  $C_y$  и жест-

костью подвески  $C$  определяется выражением:  $C_y = c \times u^2$ . Обеспечение переменной жесткости подвеске дает более качественное подрессоривание мотоцикла, однако это существенно усложняет ее конструкцию. Известны более простые методы сближения статических прогибов (ходов) подвесок при неполной и полной нагрузках. Например, принудительное выключение из работы отдельных витков пружины или использование устройства для изменения предварительного натяга пружины, изменение угла наклона упругого элемента или плеча рычага.



а - свечная, б - рычажно-маятниковая, в - маятниковая с одним амортизатором

Рис. 2.1. Схемы задних подвесок мотоцикла



а)

б)

а) серийных мотоциклов: 1 – свечная, М-61; 2 – маятниковая, ИЖ; 3 – маятниковая с пружинно - пневмоэлементом;

б) приведенная вертикальная упругая характеристика:

- $f_c$  – статический прогиб;
- $f_{ct}$  – статический ход;
- $f_d$  – динамический ход;
- $f_n$  – полный ход;
- ❖ – ход срабатывания буфера;
- $f_{пр}$  – предварительное сжатие.

Рис. 2.2. Характеристики задней подвески мотоцикла

Сущность рекомендуемых характеристик задних подвесок мототранспорта заключается в том, что при движении по небольшим неровностям подвески работает в зоне А-В (рис. 2.2а), так называемой «мягкой» характеристике. При переезде крупных неровностей вступают в работу мягкие буфера ВС, режим «подрессоривания». При раскачке мотоцикла на резонансной частоте вступают в работу буферы сжатия СД, которые не допускают металлических стуков. При наличии резиновых и пружинных буферов сжатия динамическая энергоемкость подвески возрастает, и значительно смягчаются сильные удары. Динамическая энергоемкость подвески определяется площадью треугольника АВС (рис.2.2б) и находится в пределах 35-50 кНм. Установка мягких буферов при обратном ходе ОА оправдана смягчением отбоя, так как пружины предварительно сжаты на большую величину. Чаще буферы устанавливают в амортизаторах, но лучше крепить их на раму так, чтобы рычаг подвески колебался между верхним и

нижним буферами. Обычно жесткость буфера превышает жесткость основного элемента в 1,5 - 2 раза.

Методика правильного построения упругой характеристики подвески требует согласованного решения по трем параметрам: жесткость, ход, энергоемкость. Увязка этих основных показателей ведется с учетом типа, назначения мотоцикла, условиями эксплуатации и индивидуальными качествами водителя.

#### Краткая техническая характеристика задней подвески мотоцикла «Урал»

Нагрузка на заднее колесо мотоцикла в снаряженном состоянии с водителем.....	1600 Н
Нагрузка на заднее колесо мотоцикла полностью загруженного мотоцикла.....	2220 Н
Статический прогиб подвески.....	65 мм
Динамический ход.....	36 мм
Полный ход.....	95 мм
Жесткость подвески.....	34 Н/мм
Собственная частота колебаний.....	116 кол/мин
Параметры пружины $D \times d - n_p$ .....	64x8-10
Наклон оси упругого элемента в продольной плоскости, $\alpha$ .....	$70^0$

#### 2. Общее устройство стенда - установки

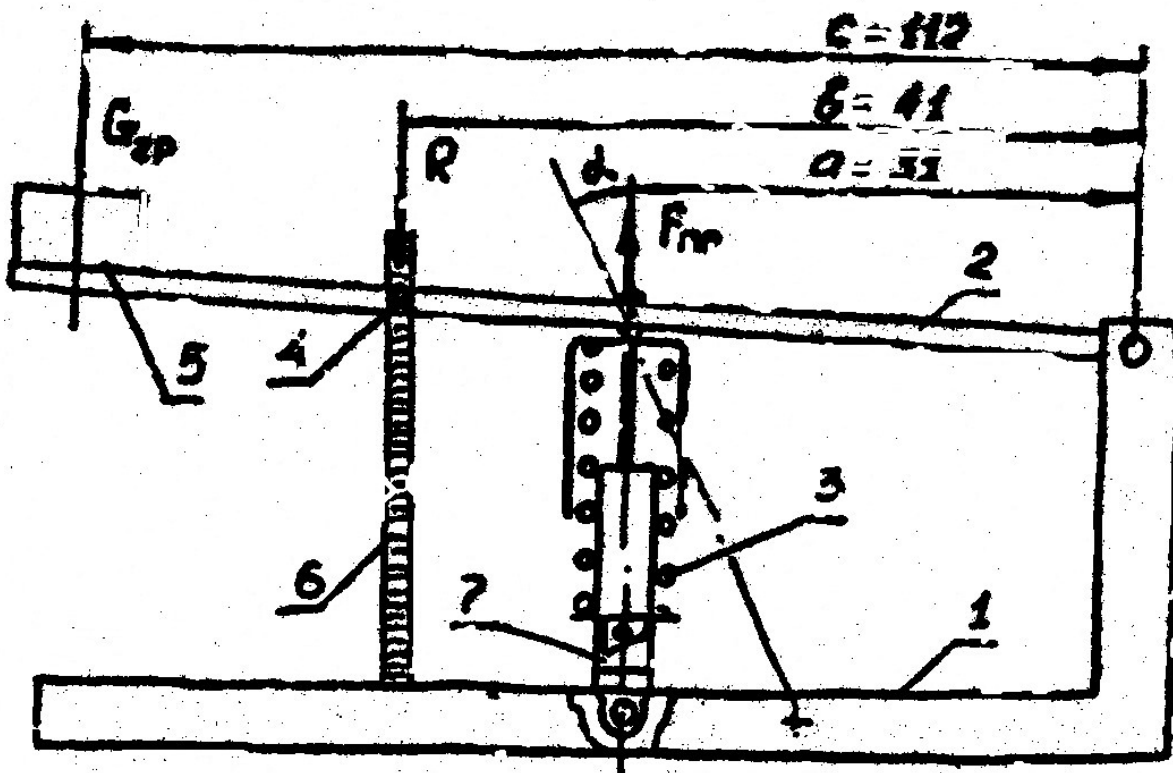
Экспериментальная установка для определения упругой характеристики подвески мотоцикла и представляет собой стенд, имеющий неподвижную опорную раму 1, шарнирно связанную с маятниковым рычагом 2 (рис. 2.3). На рычаге закреплен амортизатор с пружиной 3, есть отметка 4, соответствующая положению оси ведущего колеса и площадка 5 для загрузки установки. Для определения деформации подвески под действием переменной нагрузки имеется измерительная линейка 6. На стенде использован пружинно-гидравлический амортизатор мотоцикла «Урал». Одна опора амортизатора имеет подвижное закрепление с рамой стенда, благодаря чему амортизатор можно установить как вертикально, так и под углом  $\alpha$  к маятниковому рычагу. По основным установочным размерам  $a = 31$  мм и  $b = 41$  мм стенд копирует заднюю маятниковую подвеску базового мотоцикла «Урал», но имеет лишь один упругий элемент, поэтому стендовые нагрузки как бы составляют половину от реально действующих на рычаги маятниковой вилки мотоцикла. Условная нагрузка

$R = G_{\text{ад}} \times u$ , действующая на ось ведущего колеса, определяется с учетом пере-

даточного числа установки  $u = \frac{c}{b} = 2.7$  в зависимости от величины установленного груза  $G_{\text{ГР}}$ . Усилие сжатия пружины определяется как  $F_{\text{ID}} = G \times u_1$ , где

$$u_1 = \frac{c}{a} = 3,6.$$

Экспериментальная установка позволяет также определить влияние регулировочного устройства для изменения степени предварительного сжатия несущей пружины на изменения упругой характеристики подвески. Для этого на пружинно-гидравлическом амортизаторе имеются подвижный и неподвижный кулачки 7, которые регулируют степень сжатия пружины на два положения. Нижнее положение соответствует нагрузке от собственной массы мотоцикла и массы водителя, верхнее положение подвижного кулачка соответствует максимальной нагрузке. Подвижный кулачок регулировочного устройства переставляют из одного положения в другое при помощи специального ключа. При этом ось упругого элемента подвески должна располагаться под стандартным углом  $\alpha = 70^\circ$  к маятниковому рычагу 2.



$G_{гр}$  – условное нагружение стенда;  $R$  - нагрузка на ось ведущего колеса;  
 $F_{пр}$  - усилие сжатия пружины

Рис. 2.3. Схема стенда

Выполняя статическое нагружение установки, не допускать динамического воздействия прикладываемых грузов на платформу 5, тщательно фиксируя по установленной шкале 6 соответствующую деформацию подвески. Количество необходимых замеров должно быть не менее пяти для построения каждой упругой характеристики подвески:

- при вертикальном расположении амортизатора;
- при наклонном расположении амортизатора  $\alpha = 70^\circ$  и нижнем положении подвижного кулачка регулировочного устройства;

- при наклонном расположении амортизатора  $\alpha = 70^0$  и верхнем положении подвижного кулачка регулировочного устройства.

### 3. Порядок проведения работы

3.1. Установить амортизатор с пружиной в вертикальное положение. Зафиксировать начало отсчета по линейке 6 положения условной оси колеса 4 в разгруженном состоянии. Далее провести нагружение стенда прилагаемыми к установке тарированными грузами и соответствующее измерение деформации подвески от каждой нагрузки. По известному значению передаточного отношения определить величину вертикальной реакции на оси колеса и определить жесткость подвески.

Результаты замеров и расчета сводим в таблицу 2.1.

3.2. Амортизатор с пружиной установить под углом  $\alpha = 70^0$  к маятниковому рычагу. Повторить нагружения по п.3.1 и результаты свести в таблицу 2.1.

3.3. Для заданного положения амортизатора по п.3.2 переставить регулировочное устройство поджатия пружины в положение П. Повторить замеры по п.3.1 и результаты свести в таблицу 1.

Таблица 1

Результаты опытного определения упругой характеристики

№, пп	$G_{ГР}$	R	Деформация подвески $f$ , мм			$F_{ГР}$
			п.3.1	п.3.2	п.3.3	
1						
2						
3						
4						
5						
и т.д.						
Жесткость подвески С						

### 4. Содержание отчета

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

- результаты опытных измерений и расчетов в виде таблицы 2.1;
- графики упругой характеристики по п.3.1; 3.2; 3.3;
- оценочные параметры, которые определяются, используя полученные графики и реальные нагрузки на заднее колесо мотоцикла:
  - собственная частота колебаний мотоцикла  $w_0$  для снаряженного с одним водителем и для максимальной загрузки  $w_M$ ;
  - статический  $f_{СТ}$  и динамический  $f_D$  ход подвески для обоих вариантов загрузки мотоцикла;
  - статический прогиб подвески  $f_0$  для полностью загруженного мотоцикла;
  - максимальная деформация  $f_{max}$  пружины и усилие в ней  $F_{max}$ ;
  - коэффициент динамичности  $K_D$ ;

- динамическую энергоемкость подвески,  $E$ .

Перечисленные параметры определяются для одной из упругих характеристик по указанию преподавателя и сводятся в таблице 2.

Таблица 2

Результаты расчета и определения оценочных параметров

Параметры	$C$ , н/мм	$w_0$ , кол/мин	$w_{M,}$ , кол/мин	$f_{C\Gamma}$ , мм	$f_{D}$ , мм	$f_0$ , мм	$f_{mx}$ , мм	$F_{max}$ , Н	$k_D$	$E$ , кНмм

Выводы. Сравнительная оценка полученных упругих характеристик и основных параметров мотоциклетной подвески.

**Практическая работа № 1**  
**«Конструирование и расчет механизма переключения**  
**передач мотоциклетной коробки»**

Цель работы: проведение анализа конструкции механизма переключения коробок передач и получение навыков конструирования отдельных элементов механизма переключения.

Оборудование: отдельные узлы и детали различных механизмов переключения, эскизы, сборочные и рабочие чертежи, проспекты и описания мотоциклетных коробок передач.

1. Предварительные сведения

Переключение передач в мотоциклетных коробках осуществляется с помощью кулачковых, шлицевых и зубчатых муфт, которые перемещаются соответствующим механизмом. По конструкции механизмы переключения различаются на:

- дисковые с корпусом и собачками («Восход»);
- секторный с пазами (Урал);
- куличный или копирный вал (Иж);
- шариковый или шпонка, скользящая в полом валу («Цюндап»).

Применение того или иного механизма переключения связано с назначением мотоцикла, его особенностями и конструкцией коробки передач. Каждый механизм переключения должен удовлетворять следующим требованиям:

- легкость и удобство управления;
- простота конструкции в плане изготовления и эксплуатации;
- компактность конструкции и коробки в целом;
- четкость фиксации включаемых передач;
- отсутствие самовыключения, вибраций, больших зазоров и значительных перемещений;
- надежность и долговечность работы;

– бесшумность переключения и плавность действия.

Шариковые механизмы переключения получили широкое применение на легких мотоциклах и мопедах, однако в последнее время их применяют все реже из-за высоких напряжений смятия в местах контакта шариков с шестерней и валом с ростом передаваемых мощностей и крутящих моментов. Для средних и тяжелых механизмов предпочтительным является цилиндрический барабан переключения (копирный вал). При достаточной жесткости конструкции этот механизм переключения отличается хорошей надежностью и долговечностью. По сравнению с ним более прост по конструкции секторный механизм с пазами, но последний характеризуется недостаточной легкостью и удобством управления.

При конструировании механизма переключения передач учитываются не только те требования, которые в той или иной степени реализуются этим механизмом, но и возможность его наилучшей компоновки для принятой схемы коробки передач. Расчет механизма переключения сводится к определению геометрических размеров основных элементов, их перемещению и ходам, определению изгибных и контактных напряжений при расчетном усилии на рычаге управления 500 Н.

## 2. Порядок проведения работы

2.1. Ознакомиться с деталями различных типов механизма переключения передач и раздаточные материалы в виде схем, эскизов, чертежей, описания патентов.




2.2. Провести анализ конструкции по трем-четырем выбранным вариантам, отметив преимущества и недостатки каждого механизма переключения.

2.3. Дать сравнительную характеристику рассмотренным типам механизмов переключения передач в виде следующей таблицы 1.

Таблица 1

пп	Сравнительные качества	1	2	3
1	Легкость управления			
2	Простота конструкции			
3	Надежность работы			
4	Компактность			
5	Бесшумность			



 - неудовлетворительно;  - удовлетворительно;  - вполне удовлетворительно, обосновав степень реализации того или иного качества в сравниваемых конструкциях.

2.4. Для наиболее предпочтительного варианта механизма переключения передач представить предложения по изменению конструкции его из-за увеличения количества передач в коробке до 4 (5).

2.5. Выполнить эскизную компоновку предлагаемой конструкции по п.2.4 или наиболее важной детали этого механизма.

Отчет по практической работе № 1 составляется каждым студентом с изложением необходимого материала по п. 2.2÷2.4. Эскизную компоновку желательно выполнить на миллиметровке. Анализ, выбор и компоновка конструкции выполняются для конкретного типа мотоцикла, предлагаемого преподавателем.

## **Практическая работа № 2** **«Расчет узлов и агрегатов мотоциклетных трансмиссий»**

Цель работы: получение практических расчетно-конструкторских навыков и овладение методом расчета отдельных элементов трансмиссии.

### 1. Предварительные сведения

Для приближения расчетных режимов к нагрузочным, реально воздействующим на детали трансмиссии, существуют различные критерии и методы расчета. Наиболее точными, но трудоемкими являются вероятностные методы расчета. Критериями статической и усталостной прочности могут быть коэффициенты запаса прочности, определяемые по предельным или по допустимым напряжениям. При этом расчетный момент для деталей трансмиссии определяется по одному из следующих расчетных режимов:

- по максимальному моменту двигателя;
- по условию сцепления колеса с дорогой;
- по максимальной динамической нагрузке.

При расчете сцепления, прежде всего, определяется передаваемый им момент, геометрические параметры ведомых дисков и суммарное усилие пружин. Далее производят расчет на прочность пружин и деталей сцепления. Наряду с прочностным расчетом выполняют расчет на нагрев, определяя удельную работу буксования ( $\approx 20 \text{ Дж/см}^2$ ) и перепад температур за одно включение ( $\approx 10^\circ\text{K}$ ).

Расчет коробок передач ведется в два этапа: 1 - кинематический, в котором уточняют и определяют передаточные числа коробки передач и геометрические параметры шестерен и валов; 2 - статический, в котором выполняются: статический расчет на прочность, долговечность, износ, выносливость, жесткость по изгибающим, контактным, нормальным и касательным напряжениям, возникающим от расчетных нагрузок в шестернях и валах коробок передач.

Привод на ведущее колесо мотоцикла рассчитывают в зависимости от его типа. Для карданной передачи определяют критическое число оборотов, валы рассчитывают на кручение, вилки карданного шарнира на изгиб и кручение в наиболее опасном течении, а шипы крестовины - на изгиб и на срез. Расчет цепных передач включает определение суммарного усилия в ведущей ветви цепи, коэффициента безопасности, длины замкнутой цепи, которая должна быть кратной ее шагу. Шестерни главной передачи рассчитываются аналогично коническим шестерням с круговыми зубьями (ГОСТ 21354-87).

## 2. Основные расчетные формулы

Момент трения сцепления, имеющего число пар трения  $i$  :

$$T_{CW} = P_{\Sigma} \times R_{CP} \times \mu \times i, \text{ Нм},$$

где  $R_{CP}$  – средний радиус трения,  $R_{CP} = \frac{2 \times (R^3 - r^3)}{3 \times (R^2 - r^2)}$ ;  $\mu$  – коэффициент трения,  $\mu = 0,3$  – сухое,  $\mu = 0,1$  – в масле;  $P_{\Sigma}$  – суммарное усилие пружин,  $P_{\Sigma} \leq 1500\text{Н}$ .

Работа буксования фрикционного сцепления:

$$L_S = \frac{T_{e \max} \times J_M \times w^2 \times b}{\frac{2}{3} \times (T_{e \max} - T_e)}, \text{ Дж},$$

где  $T_{e \max}$ ,  $w$  – максимальный момент двигателя и соответствующая ему угловая скорость;  $J_M$  – момент инерции мотоцикла, приведенный к ведомым частям сцепления,  $J_M = \frac{1.02 \times m_M \times r^2}{U_{TO}^2}$ ;  $m_M$  – полная масса мотоцикла;  $r$  – радиус колеса;  $U_{TP}$  – передаточное число трансмиссии;  $b = 0,72$  – для дизелей;  $b = 1,23$  – для карбюраторных двигателей;  $T_C$  – момент сопротивления движению, отнесенный к ведомым частям сцепления,  $T_C = \frac{m_M \times g \times \varphi \times r}{U_{TP}}$ .

Прогиб вала коробки передач при нагружении сосредоточенной силой  $F$ :

$$f = \frac{F \times a^2 \times b^2}{3 \times L \times J \times E} \leq 0,2\text{мм},$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $L$  – координаты приложения силы и расстояние между опорами;  $E$  – модуль упругости,  $E = 21 \times 10^4, \text{ МПа}$ ;  $J$  – момент инерции сечения,  $J = \frac{\pi \times D^4}{64}$  – сплошной и полый -  $J = 0,05 \times (D^4 - d^4)$ .

Угол закручивания валов длиной  $L$ :

$$\Theta = \frac{5760 \times T_{e \max} \times U_{TP} \times L}{\pi^2 \times D^4 \times G}; \text{ град}, [5 \div 7],$$

где  $G$  – модуль упругости второго рода,  $G = 8.5 \times 10^4, \text{ МПа}$ .

Критическая частота вращения сплошного карданного вала:

$$n_k = 1,185 \times 10^7 \times \frac{D}{L^2}; \text{об} / \text{мин} .$$

Расчетное усилие на ведущей ветви цепной передачи:

$$P_{\dot{o}} = \frac{2 \times T_{e \max} \times U_{TP}}{D_0} + g_{\dot{o}} \times (V^2 + K \times g \times A), \text{ Н},$$

где  $g_{\dot{o}}$  – масса одного погонного метра цепи, кг/м;  $V$  – максимальная линейная скорость цепи,  $V = \frac{\pi \times D_0 \times n_{e \max}}{6 \times 10^4 \times U_{TP}}$ , м/с;  $D_0$  – диаметр длительной окружности ведущей звездочки;  $K$  – коэффициент провисания,  $K = 6 \div 4$ ;  $A$  – расстояние между центрами звездочек, м.

Коэффициент безопасности цепной передачи:

$$K = \frac{Q_P}{P_{\dot{o}}} \leq 7,$$

где  $Q_P$  – разрушающая нагрузка, регламентируемая стандартом.

Длина замкнутой цепи, величину которой желательно округлить до ближайшего четного целого числа шагов цепи:

$$B = \left( 2 \times \frac{A}{t} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{m \times t}{A} \right) \times t, \text{ мм}$$

где  $t$  – шаг цепи, мм;  $Z_1, Z_2$  – число зубьев ведущей и ведомой звездочек;

$m$  – вспомогательный коэффициент,  $m = \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2 \times \pi} \right)^2$ .

### 3. Задачи

3.1. Определить расчетный момент для выходного вала коробки передач мотоцикла. Данные для расчета: максимальный момент двигателя  $T_{e \max} = 44.1 \text{ Нм}$ ; сцепной вес на ведущем колесе 2200 Н; Коэффициент перераспределения массы при разгоне  $m_p = 1.15$ ; радиус колеса  $r = 0,336i$ ; передаточные числа  $U_1 = 3.6, U_0 = 4.62$ .

3.2. Рассчитать для трех условий нагружения момент на ведущей звездочке мотоцикла «Иж». Полная масса – 308 кг; максимальный момент двигателя – 32 Нм; радиус колеса – 0,273 м; передаточные числа  $U_{\dot{o} \dot{a}} = 2.57, U_1 = 3.17, U_{\dot{o}} = 2.47$ .

3.3. Определить коэффициент запаса двухдискового сухого сцепления  $\beta$  и удельное давление  $g$  при следующих данных:  $T_{e \max} = 44.1 \text{ Нм}$ ; коэффициент трения  $\mu = 0,25$ ; средний радиус трения  $R_{\text{СР}} = 77.5$  мм; суммарное усилие пружин  $P_{\Sigma} = 1435$  Н.

3.4. Для многодискового сцепления, работающего в масле, определить суммарное усилие нажимных пружин и удельное давление на фрикционные накладки, если максимальный крутящий момент двигателя 36 Нм; коэффициент запаса сцепления - 1,32; средний радиус трения 59 мм; площадь трения одной поверхности 1900 мм<sup>2</sup>; число ведомых дисков – 6.

3.5. Определить работу буксования сцепления мотоцикла «Урал» при трогании с места, удельную работу буксования и нагрев за одно включение. Данные для расчета: максимальный момент двигателя - 44 Нм; угловая скорость двигателя при этом –  $450 \text{ с}^{-1}$ ; полная масса мотоцикла - 590 кг; радиус колеса - 0,34 м; передаточное число трансмиссии - 16,65; коэффициент сопротивления движению - 0,018; КПД трансмиссии - 0,9; площадь одной поверхности трения -  $0,0122 \text{ м}^2$ ; масса ведущих частей диска - 2,3 кг.

3.6. Рассчитать первичный вал коробки передач мотоцикла «Урал» на жесткость при включенной третьей передаче. Данные для расчета взять из технической характеристики мотоцикла и сборочного чертежа коробки.

3.7. Рассчитать крестовину карданного вала мотоцикла БМВ. Данные для расчета: максимальный момент двигателя - 66 Нм; передаточное число первой передачи - 5,33; высота крестовины - 42 мм; длина шипа - 10 мм; диаметр шипа - 18 мм.

3.8. Определить коэффициент безопасности мотоциклетной цепи ПР-15,875-2300-1, масса одного погонного метра 0,8 кг. Максимальный момент двигателя – 37Нм; передаточное число трансмиссии на низшей передаче - 9 , и на высшей - 2,57; максимальное число оборотов двигателя - 6000 об/мин; расстояние между центрами звездочек 580мм; диаметр делительной окружности ведущей звездочки - 85 мм.

3.9. По данным предыдущей задачи определить полную длину цепи, если число зубьев ведущей звездочки - 17, ведомой - 42.

### **Практическая работа № 3**

#### **«Расчет тормозных механизмов и мотоциклетных подвесок»**

Цель работы: получение практических расчетно-конструкторских навыков и овладение методом расчета элементов подвесок и тормозных механизмов мотоциклов.

#### **1. Предварительные сведения**

Расчет тормозной системы мотоцикла включает определение полного необходимого тормозного момента и распределение его по колесам. Далее, задаваясь геометрическими параметрами тормозного механизма рассчитывают удельное давление (барабанного 1 - 1,5 МПа) и удельную работу трения ( $0,5 \div 1,5 \text{ кДж/см}^2$ ). Определяют значения приводных сил, после чего переходят к расчету тормозного привода.

При проектировании подвесок мотоцикла необходимо выбрать оптимальные характеристики упругих элементов, амортизаторов и направляющих устройств. Исходными данными для расчета перспективных подвесок должны быть следующие параметры: полная и неполная масса мотоцикла, приходящаяся на колеса; статический прогиб подвески при полной и неполной нагрузках; полный вертикальных ход осей колес, который должен быть не менее 110 мм; диапазон частоты собственных колебаний поддресоренных масс не должен превышать 80 кол в мин; энергоемкость подвески должна быть не менее 3

кН/см, обеспечивая безударную работу подвески при переездах часто встречающихся неровностей дороги. Расчет на прочность элементов подвески ведется по максимальной статической нагрузке и коэффициенту динамичности ( $k_g - 1,2 \div 2$ ).

## 2. Основные расчетные формулы

Тормозной момент барабанного тормозного механизма с односторонним расположением опор колодок:

$$T_{\bar{o}} = r_{\bar{o}} \times \mu \times (a + c) \times \left( \frac{P_1}{c - \mu_e} + \frac{P_2}{c + \mu_e} \right), \text{ Нм,}$$

где  $a, c, e$  - геометрические параметры тормозного механизма;  $r_{\bar{o}}$  - радиус барабана;  $\mu$  - коэффициент трения;  $P_1$  и  $P_2$  - приводные силы.

Тормозной момент дискового тормозного механизма:

$$T_g = 2 \times P \times r_{CP} \times \mu, \text{ Нм,}$$

где  $r_{CP}$  - средний радиус трения, м.

Удельное давление и удельная работа трения:

$$q = \frac{T}{r_{\bar{o}(CP)} \times \mu \times \Sigma F}, \text{ МПа; } L_{TP} = \frac{m_M \times V^2}{2 \times \Sigma F}, \frac{\text{Дж}}{\text{см}^2},$$

где  $m_M$  - масса мотоцикла, кг;  $V$  - скорость начала торможения,  $V = 8,3$  м/с;  $\Sigma F$  - суммарная поверхность фрикционных накладок;  $\beta, \alpha$  - углы охвата накладки или кольцевого сектора колодки;  $F_a = 0,0174 \times b_K \times r_a \times \beta$  - для накладки барабанного тормоза;  $F_g = 0,009 \times \alpha \times (r_H^2 - r_b^2)$  - для накладки дискового тормоза.

Жесткость подвески в средней части характеристики:

$$\tilde{N}_{1,2} = \frac{P_{NT} \times w_{1,2}^2}{g}, \text{ Н/м,}$$

где  $P_{CT}$  - статическая нагрузка на подвеску;  $w_{1,2}$  - частота собственных колебаний;  $g$  - ускорение силы тяжести.

Частота колебаний подрессоренной массы мотоцикла, выраженная через статический прогиб,  $f_{CT}$ :

$$n_{1,2} = \frac{30}{\pi} \times \sqrt{\frac{g}{f_{CT}}}, \text{ кол/мин.}$$

Связь между деформацией и другими параметрами пружины:

$$f = \frac{8 \times n_p \times D^3 \times P}{d^4 \times G}, \text{ мм, } \tau = \frac{8 \times P \times D}{\pi \times d^3} \leq 800, \text{ МПа,}$$

где  $n_p$  - число рабочих витков;  $D$  - наружный диаметр пружины, мм;  $P$  - нагрузка действующая на пружину, Н;  $d$  - диаметр проволоки, мм;  $G$  - модуль упругости,  $G = 8,5 \times 10^4$  МПа.

Коэффициент сопротивления подвески (при закрытых клапанах амортизаторов):

$$K = 2 \times \varphi_M \times \sqrt{m_{1,2} \times C_{1,2}}, \frac{Kz}{c}; K = 0,5 \times (K_0 + K_C),$$

где  $\varphi_M$  - коэффициент апериодичности,  $\varphi_i = 0,2 \div 0,3$ ;  $K_0, K_C$  - коэффициенты отбоя и сжатия.

Сила сопротивления амортизаторов, при которой открываются разгрузочные клапана:

$$P_A = A \times w_{1,2} \times K \leq 1,15 \times G_{1,2}, H,$$

где  $A$  - предельное отклонение подрессоренной массы от положения статического равновесия, м;  $G_{1,2}$  - нагрузка, создаваемая подрессоренной массой, Н.

Необходимый объем газовой камеры пневмогидравлического амортизатора:

$$V = \frac{f_{CT} \times G_{1,2}}{P_B}, l^3,$$

где  $P_B$  - давление воздуха при статической нагрузке,  $D_A = 0,1 - 0,25 \text{ Па}$ .

### 3. Задачи

3.1. Определить суммарный тормозной момент на всех колесах мотоцикла по условию сцепления колеса с дорогой и необходимую площадь тормозных накладок по приведенным ниже данным, обеспечив необходимое удельное давление.

Таблица 1

Мотоцикл	Параметры				
	$G_1/ G_2$ , кг	База, мм	$r$ , м	$r_6$ , мм	$f_1/ f_2$ , мм
Класса 100-125 см <sup>3</sup>	73/169	1230	0,25	125	100/95
Класса 125-250 см <sup>3</sup>	87/203	1300	0,30	150	110/90
Класса 350-500 см <sup>3</sup>	96/218	1450	0,31	190	125/100
Класса 650-750 см <sup>3</sup>	170/213/192	1510	0,34	200	140/110

3.2. Определить тормозной момент на передних и задних колесах мотоцикла (таблица 1) по заданной интенсивности  $j_3 = 4,5 \text{ м/с}^2$  и удельную работу трения тормозных механизмов до полной остановки. Коэффициент перераспределения массы  $m_T = 1,2$ , удельное давление на передний тормозной механизм  $q_1 = 1,25 \text{ МПа}$ , на задний  $q_2 = 1,1 \text{ МПа}$ .

3.3. Провести замену переднего барабанного тормоза мотоцикла «Урал» на дисковый тормоз, с обеспечением одинакового максимального тормозного момента. Необходимые данные взять из технической характеристики мотоцикла ИМЗ-8.103.10.

3.4. Определить частоту собственных колебаний подрессоренных масс мотоцикла (таблица 1) и необходимую жесткость подвески в средней части характеристики при полностью нагруженном мотоцикле.

3.5. Рассчитать на прочность спиральную пружину задней рычажной подвески мотоцикла и число рабочих витков пружины из проволоки  $d = 0,8\text{ см}$  при отношении диаметров  $\beta = 8$ , если передаточное число рычажной вилки  $U = 1,3$ , средняя жесткость подвески  $C = 30\text{ Н/мм}$ , максимальная деформация подвески  $f = 95\text{ мм}$ .

3.6. Определить для телескопического амортизатора приведенные коэффициенты при сжатии  $K_c$  и при отдаче  $K_0$  из условия, что коэффициент аперидичности  $\varphi = 0,2$ , а несимметричная характеристика его определяется соотношением  $K_c/K_0 = 0,3$ . Данные для расчета: статическая нагрузка на ось  $1950\text{ Н}$ , жесткость подвески  $C = 32\text{ Н/мм}$ .

3.7. Задавшись коэффициентом аперидичности, постройте характеристику амортизатора  $P = f(V)$  до включения разгрузочных клапанов. Данные для расчета: статическая нагрузка  $P_{ст} = 1700\text{ Н}$ ; частота собственных колебаний  $\omega_2 = 9,5\text{ рад/с}$ ; отклонение подрессоренной массы  $A = 0,04\text{ м}$  при открывании разгрузочных клапанов.

3.8. При установке пневмогидравлического амортизатора для задней подвески мотоцикла «Урал» определите необходимый объем газовой камеры при обеспечении давления  $P = 1,5\text{ МПа}$ . Необходимые данные взять из таблицы 1.

Сергеев Александр Леонидович

## **КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ МОТОЦИКЛА**

Методические указания к выполнению лабораторных и практических работ  
для студентов очной формы обучения специальности 190201

Редактор Н.М. Кокина

---

Подписано в печать  
Печать трафаретная  
Заказ

Формат 60x841/16  
Усл. печ. л. 1,5  
Тираж 50

Бумага тип.№  
Уч.-изд. л. 1,5  
Цена свободная

---

Редакционно-издательский центр КГУ  
640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25.  
Курганский государственный университет