МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Техническая эксплуатация автомобилей»

МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов специальности
1-37 80 01 «Транспорт»
очной и заочной форм обучения

Могилев 2020

УДК 629.13
ББК 39.38
М79

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей» «30» января 2020 г., протокол № 10

Составители: ст. преподаватель Е. А. Моисеев;
ст. преподаватель А. В. Юшкевич;
ст. преподаватель М. Л. Петренко

Рецензент Ю. С. Романович

Методические рекомендации к лабораторным работам предназначены для студентов специальности 1-37 80 01 «Транспорт» очной и заочной форм обучения.

Учебно-методическое издание

МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Ответственный за выпуск О. В. Билык

Корректор И. В. Голубцова

Компьютерная верстка Е. В. Ковалевская

Подписано в печать . Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. .Уч.-изд. л. . Тираж 115 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2020

Содержание

Введение…….. 4

1 Лабораторная работа № 1. Построение кинематических параметров перемещения поршня ДВС, график перемещения, скорости и ускорения на макетном стенде……..... 5

2 Лабораторная работа № 2. Определение коэффициента трения сцепления……..... 20

3 Лабораторная работа № 3. Определение коэффициента полезного действия коробки передач…… 24

4 Лабораторная работа № 4. Определение момента инерции автомобиля……..... 27

Список литературы……..... 40

Введение

В настоящее время при проектировании транспортных средств активно внедряются методы математического моделирования и исследования математических моделей. При этом круг моделируемых задач очень широк: от моделирования случайных процессов и исследования их статистик, моделирования отдельных процессов в целом на системном (функциональном) уровне до моделирования поведения транспортного средства и его компонент на микроуровне. Важно, что на разных стадиях проектирования могут использоваться различные уровни моделирования систем. В комплексе же математические модели систем на разных уровнях и модели синтеза образуют систему поддержки принятия решений при проектировании транспортных средств. Такая система позволяет получать приемлемые варианты конструкции и обоснованно выбирать наилучшие.

Целью изучения дисциплины является формирование у студентов понимания принципов проектирования и расчета систем и узлов транспортных средств и развитие структурного навыка решения углубленных задач при проведении расчета.

Задачей изучения дисциплины является развитие навыков проведения расчетов и построения макетов и экспериментальных установок для подтверждения результатов расчетов.

Проектирование транспортных средств представляет комплекс научно-исследовательских и конструкторско-экспериментальных работ, цель которых – создание технической документации нового транспортного средства или модернизации выпускаемого. При проектировании нового объекта решающим фактором успеха является оптимальная организация работы над проектом. К разработке транспортных средств привлекается множество специалистов различного профиля. При этом каждый из них должен знать, на каком этапе всего цикла разработки автомобиля решается та или иная проблема. Проектирование осуществляется в соответствии с выбранной логической схемой, которая включает последовательность выполнения отдельных этапов, состоящих из проектных процедур и операций. Каждый этап включает входные данные, и после проведения комплекса работ выдается выходная информация, которая является входными данными для следующего этапа. Проектная процедура представляет формализованную совокупность операций, основанную на методах физического и математического моделирования, оптимизации, прогнозирования теории принятых решений. В результате выполнения процедур появляется проектное решение. Проектное решение – промежуточное (или конечное) описание объекта, являющееся основанием для определения дальнейшего направления проектирования автомобиля.

1 Лабораторная работа № 1. Построение кинематических параметров перемещения поршня ДВС, график перемещения, скорости и ускорения на макетном стенде

Цель работы: ознакомление с теоретической частью; построение по исходным параметрам кривошипно-шатунного механизма графиков перемещения поршня ДВС.

Основные понятия и определения

Порядок проведения работы. Механизмы, применяемые в двигателях внутреннего сгорания, разнообразны: рычажные, кулачковые, зубчатые, винтовые с гидравлическими, электрическими и пневматическими устройствами и многие другие. Наиболее широко используется преобразование возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала, осуществляемое кривошипно-шатунным механизмом. Мертвыми точками называются такие положения кривошипно-шатунного механизма, при которых совпадают по направлению продольные оси кривошипа и шатуна. В мертвых точках поршень меняет направление своего движения. Положение поршня, при котором он максимально удален от оси коленчатого вала, называется верхней мертвой точкой (ВМТ) (рисунок 1.1).

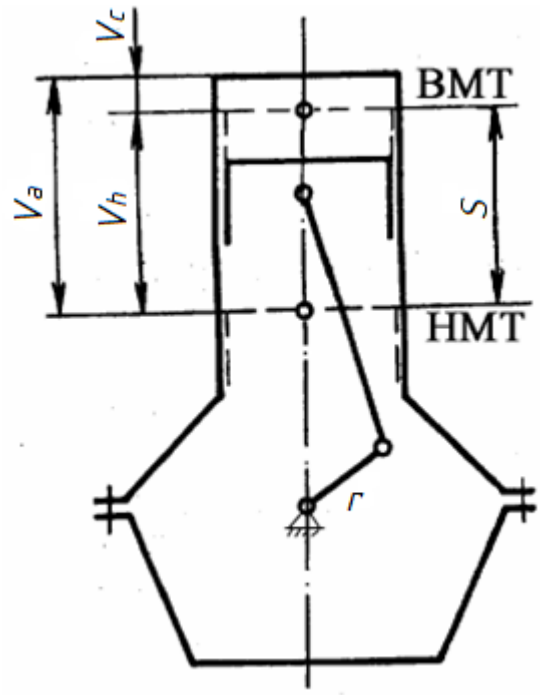


Рисунок 1.1 – Схема расположения поршня в ВМТ и НМТ

Положение поршня, при котором он минимально удален от оси коленчатого вала, называется нижней мертвой точкой (НМТ). Расстояние вдоль оси цилиндра между верхней и нижней мертвыми точками (путь поршня) – ход поршня ($S = 2r$). Расстояние от оси шатунной шейки коленчатого вала до оси коренной шейки называется радиусом кривошипа r. Объем, освобождаемый поршнем при движении его от ВМТ до НМТ – рабочий объем цилиндра V_h:

$$V_h = \frac{\pi D^2 S}{4}. \tag{1.1}$$

Сумма рабочих объемов всех цилиндров двигателя, выраженная в литрах, называется литражом двигателя $Vл$.

Объем над поршнем при его положении в ВМТ – объем камеры сгорания Vc.

Объем, образованный над поршнем при его положении в НМТ, называется полным объемом цилиндра V_a:

$$V_a = V_c + V_h\ . \tag{1.2}$$

Отношение полного объема цилиндра V_a к объему камеры сгорания V_c – степень сжатия ε:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}. \tag{1.3}$$

Степень сжатия показывает, во сколько раз уменьшается объем рабочей смеси (или воздуха) при перемещении поршня от НМТ до ВМТ.

Воздух (или горючая смесь), поступивший в цилиндр за один рабочий цикл, называется свежим зарядом. Продукты сгорания, оставшиеся в цилиндре после выпуска, – остаточные газы. Смесь свежего заряда с остаточными газами называется рабочей смесью.

Газы, с помощью которых в цилиндре двигателя осуществляется преобразование тепловой энергии в механическую работу, — рабочее тело.

При расчете цикла двигателя внутреннего сгорания определяются основные параметры и размеры его (давление, литраж, диаметр цилиндра, ход поршня), обеспечивающие получение заданной эффективной мощности и крутящего момента на номинальном режиме. Имея эти данные, можно рассчитать размеры основных деталей двигателя, гарантирующие его работоспособность, прочность, надежность и требуемый срок службы. Такой расчет может быть сделан лишь в результате кинематического и динамического анализа работы двигателя.

Динамика двигателей предусматривает изучение четырех основных вопросов:

1) кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма;

2) динамический анализ кривошипно-шатунного механизма;

3) анализ уравновешенности поршневых двигателей и основные методы уравновешивания их;

4) анализ крутильных колебаний коленчатого вала и методы их гашения.

Кинематический анализ позволяет выявить законы движения деталей кривошипно-шатунного механизма при известном законе движения кривошипа (коленчатого вала).

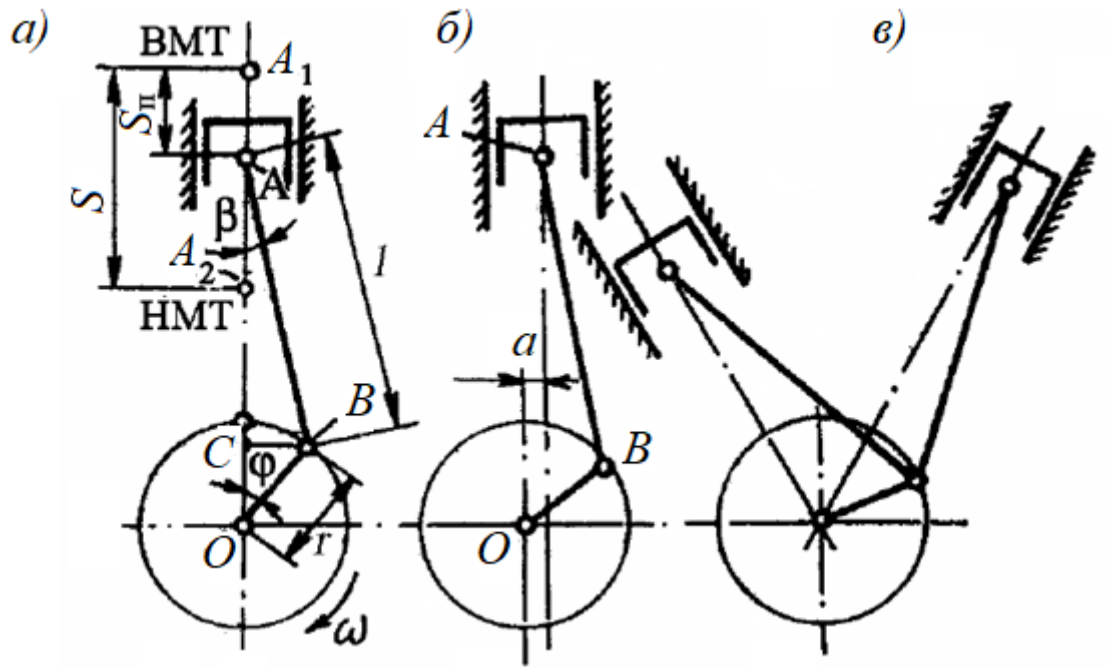
Динамический анализ дает возможность получить расчетные формулы для определения величины и характера изменения сил, действующих в основных деталях двигателя при его работе.

Анализ уравновешенности от сил инерции необходим для исследования колебаний двигателя на подвеске.

Расчет и анализ крутильных колебаний коленчатого вала помогает выявить резонансные скоростные режимы работы двигателя еще на стадии проектирования с целью избежания возможности их возникновения в рабочем диапазоне частот вращения вала.

Следует отметить, что все расчетные зависимости по динамике поршневых двигателей справедливы для случая работы их на установившемся скоростном режиме, т. е. угловая частота вращения коленчатого вала ω = const. Автомобильные и тракторные двигатели значительную часть времени работают на переходных скоростных режимах, для которых величина и характер изменения нагрузок на детали будут существенно отличаться. Это является одной из причин введения конструкторами значительных запасов прочности при расчете и конструировании основных деталей двигателя.

В автомобильных и тракторных двигателях применяются в основном следующие три конструктивные схемы кривошипно-шатунного механизма (КШМ) (рисунок 1.2).



а – центральный КШМ, у которого ось цилиндра пересекается с осью коленчатого вала; *б* – смещенный КШМ, у которого ось цилиндра смещена относительно оси коленчатого вала на величину *а*; *в* – V-образный КШМ (в том числе с прицепным шатуном)

Рисунок 1.2 – Схема расположения кривошипно-шатунного механизма

Наибольшее распространение в автомобильных и тракторных двигателях получил центральный КШМ, для которого и выполним кинематический и динамический анализы работы, необходимые для определения величины и характера изменения сил, возникающих в его элементах при работе двигателя.

Задачей кинематического анализа КШМ является установление законов движения поршня и шатуна при известном законе движения кривошипа.

При выводе основных закономерностей предполагаем, что вращение коленчатого вала осуществляется с постоянной угловой скоростью (ω = const) не только в течение длительного времени, но и одного оборота. Такое допущение для современных быстроходных многоцилиндровых двигателей вполне реально, так как колебания угловой скорости вращения коленчатого вала в течение одного оборота, вызываемые неравномерностью крутящего момента, при установившемся скоростном режиме работы двигателя незначительны.

При ω = const угол поворота вала пропорционален времени, что позволяет все кинематические величины выразить как функции одного аргумента – угла φ. Зависимость между углом поворота коленчатого вала φ и временем t выражается формулой

$$\varphi = \frac{360nt}{60}, \tag{1.4}$$

где n – частота вращения вала в минуту.

φ – угол поворота кривошипа в рассматриваемый момент времени, отсчитываемый от оси цилиндра в направлении вращения коленчатого вала по часовой стрелке.

При φ = 0 поршень занимает крайнее положение $A1$ – ВМТ, при φ =180° поршень занимает положение $A2$ – НМТ; β – угол отклонения оси шатуна в плоскости его качания в сторону от оси цилиндра; отклонение в направлении вращения вала считается положительным, а в противоположном – отрицательным;

$\omega = \pi n\ 30$ – угловая скорость вращения кривошипа;

$r = OB$ – радиус кривошипа (расстояние между осями коренной и шатунной шеек кривошипа);

$L = AB$ – длина шатуна (расстояние между осями поршневой и кривошипной головок шатуна);

$$\lambda = r; \tag{1.5}$$

L – безразмерный параметр КШМ (отношение радиуса кривошипа к длине шатуна). Значение этого параметра для автомобильных и тракторных двигателей находится в пределах 1/3...1/4 (т. е. 0,31...0,24); $S = 2r = A1A2$ – полный ход поршня.

Перемещение поршня. При повороте кривошипа на угол φ перемещение поршня от его начального положения в ВМТ определяется отрезком $AA1$ и равно (см. рисунок 1.2, *а*): $sn = AA1 = A1O - AO = A1O - (OC + CA)$.

Так как $A1O = r + L$ и из прямоугольных треугольников OCB и ACB имеем $OC = OB\cos\varphi = r\cos\varphi$; $CA = AB\cos\beta = L\cos\beta$, то

$$S_n = R + L - (r\cos\varphi + L\cos\beta) = r\left[1 + \frac{L}{R} - (\cos\varphi + \frac{L}{R}\cos\beta)\right] = \\ = r\left[(1 - \cos\varphi) + \frac{1}{\lambda}(1 - \cos\beta)\right]. \quad (1.6)$$

Из треугольников *OCB* и *ACB* имеем $r\sin\phi = L\sin\beta$, откуда

$$\sin\beta = \frac{r}{L}\sin\varphi = \lambda\sin\varphi. \quad (1.7)$$

Следовательно,

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \sin^2\beta} = \sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\varphi} = (1 - \lambda^2\sin^2\varphi)^{1/2}. \quad (1.8)$$

Выражение $(1 - \lambda^2 \sin^2 \phi)^{1/2}$ представляет собой бином Ньютона, который можно разложить в ряд

$$\cos\beta = (1 - \lambda^2\sin^2\varphi)^{1/2} = 1 - \frac{1}{2}\lambda^2\sin^2\varphi - \frac{1}{2\cdot 4}\lambda^4\sin^4\varphi - .... \quad (1.9)$$

Пренебрегая членами ряда выше второго порядка вследствие их малости, можно принять

$$\cos\beta = 1 - \frac{1}{2}\lambda^2\sin^2\varphi. \quad (1.10)$$

Подставляя это значение в формулу (1.10), получим

$$S_n = r\left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{2}\sin^2\varphi\right]. \quad (1.11)$$

Но так как $\sin^2\varphi = \frac{1 - \cos 2\varphi}{2}$, то

$$S_n = r\left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)\right]. \quad (1.12)$$

Выражение (1.12) описывает перемещение поршня в зависимости от угла поворота кривошипа φ и геометрических размеров КШМ λ.

Перемещение поршня в соответствии с уравнением можно представить как сумму гармонических перемещений первого и второго порядков:

$$S_n = S_{n1} + S_{n2}, \qquad (1.13)$$

где S_{n1} – перемещение поршня первого порядка (если бы шатун имел бесконечно большую длину, т. е. при учете лишь первого члена бинома;

S_{n2} – перемещение поршня второго порядка, т. е. дополнительное перемещение, зависящее от конечной длины шатуна и определяемое вторым членом разложения.

Характер перемещения поршня и его слагаемых в зависимости от угла поворота кривошипа показан на рисунке 1.3, *б*. Из графика видно, что при повороте коленчатого вала на угол φ = 90º (первая часть окружности) поршень проходит больше половины своего хода.

Так, например, при λ = ¼

$$S_n = r(1-\cos 90^\circ) + \frac{r}{4}\cdot\frac{1}{4}(1-\cos 2\cdot 90^\circ) = \frac{9}{8}r \approx 0,56S. \qquad (1.14)$$

Отсюда следует, что при повороте кривошипа из положения ВМТ на первую четверть оборота (ϕ = π 2) поршень проходит больший путь, чем при повороте кривошипа на вторую четверть оборота на величину $r = \lambda / 2$.

Это вызвано тем, что перемещение поршня складывается из двух слагаемых, первое из которых обусловливается перемещением шатуна вдоль оси цилиндра, а второе – отклонением шатуна от оси цилиндра (вращательное движение). Оба эти движения во время первой четверти оборота кривошипа вызывают перемещение поршня в одном направлении (перемещения складываются), а во время второй четверти оборота – в разных направлениях.

Влияние отклонения шатуна от оси цилиндра на величину перемещения поршня будет тем больше, чем больше λ и *r*. Перемещение поршня может быть определено на ПЭВМ графическим путем, используя, например, программу Microsoft Excel.

Скорость поршня. Выражение для определения скорости перемещения поршня как функцию угла поворота кривошипа можно получить путем дифференцирования по времени левой и правой частей уравнения движения кривошипно-шатунного механизма:

$$\frac{ds_n}{dt} = \frac{d}{d\varphi}\left\{r\left[(1-\cos\varphi) + \frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\varphi)\right]\right\}\frac{d\varphi}{dt} = r\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right)\frac{d\varphi}{dt}. \qquad (1.15)$$

Но $dS_n/dt = V_n$ – скорость перемещения поршня; $d\phi / dt = \omega$ – угловая скорость вращения кривошипа.

Следовательно, имеем

$$v_n = r \cdot \omega(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi). \qquad (1.16)$$

Скорость поршня можно представить как сумму скоростей первого и второго порядков:

$$V_n = V_{n1} + V_{n2}\,, \qquad (1.17)$$

где V_{n1} – гармонически изменяющаяся скорость поршня первого порядка, т. е. скорость, с которой двигался бы поршень при наличии шатуна бесконечно большой длины;

V_{n2} – гармонически изменяющаяся скорость поршня второго порядка, т. е. скорость при дополнительном перемещении поршня, возникающего вследствие наличия шатуна конечной длины.

Составляющие скорости поршня представляют гармонические функции угла φ, причем период гармонических колебаний как функции скорости поршня второго порядка в два раза меньше периода колебаний как периодической функции скорости поршня первого порядка.

Зависимость скорости перемещения поршня и ее составляющих от угла поворота кривошипа представлена на рисунке 1.2, *в*.

Из выражения (1.17) и его графического изображения на рисунке 1.2, *в*, можно определить, что наибольшее значение скорости поршня первого порядка V_{n1} соответствует углу φ = 90º, т. е. скорость поршня равна окружной скорости оси шатунной шейки кривошипа, а шатун при этом угле имеет только поступательное перемещение вдоль оси цилиндра. Однако эта скорость не является максимальной, а наибольшее значение скорости поршня $V_{n\max}$ соответствует углу ϕ < 90º. При φ = 0º (ВМТ) и φ = 180º (НМТ) скорость поршня равна нулю, так как в этих точках изменяется направление движения поршня.

Значения $V_{n\max}$ и $\phi_{Vn\max}$ получаются из выражения (1.15) при исследовании его на максимум:

$$\frac{dv_n}{dt} = r\omega^2\cos\varphi_{v_{n\max}} + 2\frac{\lambda r\omega^2}{2}\cos 2\varphi_{v_{n\max}} = r\cdot\omega(\cos\varphi_{v_{n\max}} + \lambda\cos 2\varphi_{v_{n\max}}) = 0. \qquad (1.18)$$

Подставляя значение $\phi_{Vn\max}$ в формулу, имеем наибольшее значение скорости поршня $V_{n\max}$. Часто принимают, что скорость $V_{n\max}$ соответствует положению кривошипно-шатунного механизма, при котором шатун и кривошип перпендикулярны друг другу, т. е. когда φ + β = 90º. Однако расчеты показывают, что, например, при λ =1/4 шатун перпендикулярен кривошипу при угле поворота φ = 75º58′, тогда как для этого же значения λ наибольшая скорость поршня получается при $\phi_{Vn\max}$ = 77º.

В инженерной практике для оценки быстроходности и долговечности автомобильных и тракторных двигателей пользуются значением средней скорости поршня c_m:

$$c_m = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} = \frac{2r}{30} \cdot \frac{30\omega}{\pi} = \frac{2r\omega}{\pi}. \qquad (1.19)$$

С увеличением средней скорости поршня c_m повышается тепловая напряженность деталей двигателя (в первую очередь поршневой группы), увеличиваются силы инерции, нагружающие детали КШМ, а также износ подшипников коленчатого вала и цилиндров, увеличиваются скорости газов в органах газораспределения, вследствие чего повышается сопротивление в них. Средняя скорость поршня (в м/с) в автомобильных и тракторных двигателях ограничивается условиями надежной работы деталей поршневой группы и находится в пределах: автомобильные двигатели – 9...16; тракторные двигатели – 5…9.

Ускорение поршня. Выражение для определения ускорения поршня можно найти путем дифференцирования по времени выражения для скорости поршня:

$$j_n = \frac{dv_n}{dt} = \frac{dv_n}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = r\omega \frac{d\varphi}{dt} \cos\varphi + \frac{\lambda r\omega}{2} \cdot 2 \frac{d\varphi}{dt} \cos 2\varphi, \qquad (1.20)$$

откуда

$$j_n = r \cdot \omega^2 \cos\varphi + \lambda \cdot r \cdot \omega^2 \cos 2\varphi = r \cdot \omega^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi). \qquad (1.21)$$

Из формулы (1.21) видно, что ускорение поршня складывается из двух составляющих:

$$j_n = j_{n1} + j_{n2}, \qquad (1.22)$$

где j_{n1} – ускорение поршня первого порядка;

j_{n2} – ускорение поршня второго порядка.

Как видно из выражения (1.22) и его графического изображения, составляющие ускорения поршня представляют гармонические функции угла φ, причем период изменения ускорения первого порядка в два раза больше периода изменения ускорения второго порядка.

Кинематика шатуна. При вращении кривошипа шатун совершает сложное плоскопараллельное движение, которое можно рассматривать как сумму поступательного движения вместе с поршнем и углового движения относительно оси поршневого пальца, т. е. точки *A*.

Угловое перемещение шатуна относительно оси цилиндра определяется выражением

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin\phi). \qquad (1.23)$$

Из уравнения (1.23) видно, что наибольшее отклонение шатуна при $\varphi = \pi/2$ и $\varphi = 3\pi/2$, что соответствует $\beta max = \pm\arcsin\lambda$.

Угловая скорость шатуна $\omega_ш$ определяется путем дифференцирования по времени функции углового перемещения:

$$\omega_ш = \frac{d\beta}{dt} = \frac{d\beta}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\beta}{dt}. \qquad (1.24)$$

Продифференцировав выражение (1.24) как уравнение с разделенными переменными, имеем

$$\cos\beta d\beta = \lambda \cos\varphi d\varphi, \qquad (1.25)$$

откуда

$$\frac{d\beta}{d\varphi} = \lambda \frac{\cos\varphi}{\cos\beta}. \qquad (1.26)$$

Тогда

$$\omega_{Ш} = \omega\lambda \frac{\cos\varphi}{\cos\beta} = \frac{\omega\lambda\cos\varphi}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\varphi}} \approx \omega\lambda\cos\varphi. \qquad (1.27)$$

Из формулы (1.27) следует, что при $\varphi = \pi/2$ и $\varphi = 3\pi/2$ угловая скорость шатуна равна нулю. При $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi$ угловая скорость имеет экстремальные значения:

$$\omega_{Ш.ЭКСТР.} = \pm\omega\lambda. \qquad (1.28)$$

Угловое ускорение шатуна определяется путем дифференцирования по времени функции его угловой скорости:

$$\varepsilon_{Ш} = \frac{d\omega_{Ш}}{dt} = \frac{d\omega_{Ш}}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = -\frac{\omega^2\lambda(1-\lambda^2)}{(1-\lambda^2\sin^2\varphi)^{3/2}} \sin\varphi \approx -\omega^2\lambda\sin\varphi. \qquad (1.29)$$

Экстремальные значения углового ускорения шатуна

$$\varepsilon_{Ш.ЭКСТР.} \approx \pm\omega^2\lambda, \qquad (1.30)$$

что имеет место при $\varphi = \pi/2$ и $\varphi = 3\pi/2$. При $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi$ $\varepsilon_ш = 0$.

Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм. В некоторых автомобильных и тракторных двигателях применяется кривошипно-шатунный механизм, у которого ось цилиндра не пересекает ось коленчатого вала, а смещена относительно нее на некоторое расстояние *e*. Такой механизм называется дезаксиальным или смещенным КШМ. Кроме параметра *e*, характеризуется величиной относительного смещения $k = e / r$, где r – радиус кривошипа. Для современных автомобильных и тракторных двигателей параметр k находится в пределах 0,05...0,20.

При ходе поршня от ВМТ до НМТ (за цикл расширения) угол отклонения шатуна β меньше, чем при обратном ходе. Это приводит к снижению величины бокового давления поршня на цилиндр, а значит, и уменьшается величина износа цилиндра.

В двигателях, имеющих одинаковые величины r и λ, ход поршня $S_{пд}$ немного больше, чем в случае центрального КШМ. Кроме того, возрастает и время такта впуска, так как при движении поршня от ВМТ до НМТ угол поворота коленчатого вала дезаксиального двигателя больше 180º, что улучшает его наполнение.

К преимуществам дезаксиального КШМ следует отнести и меньшую, чем в центральном механизме, скорость поршня около ВМТ, благодаря чему улучшается процесс сгорания, протекающий при условиях, приближающихся к условиям сгорания при постоянном объеме. В зависимости от расположения распределительного вала смещение оси цилиндра позволяет или увеличить расстояние между коленчатым и распределительным валами и, следовательно, пространство для беспрепятственного вращения нижней головки шатуна, или уменьшить это расстояние, а вместе с тем и диаметр распределительных шестерен и габариты приводов.

Следует отметить, что силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс в двигателе с дезаксиальным КШМ несколько больше, чем в двигателе тех же размеров с центральным КШМ. Однако разница в величине этих сил для автомобильных и тракторных двигателей так мала, что практически все расчеты на прочность деталей двигателя можно вести, как для центрального КШМ.

Ось цилиндра в двигателях с дезаксиальным КШМ и направлением вращения коленчатого вала по часовой стрелке обычно смещают вправо по направлению вращения.

За нулевое положение дезаксиального кривошипно-шатунного механизма принимается такое, при котором кривошип, находясь в вертикальном верхнем положении OB_0, параллелен оси цилиндра.

Положения кривошипа, соответствующие ВМТ и НМТ, т. е. совмещению радиуса кривошипа и продольной оси шатуна по одной прямой, определяются углами φ_1 и φ_2, которые находятся из треугольников OAE и OA_1E:

$$\sin\varphi_1 = \frac{\overline{OE}}{\overline{OA}} = \frac{e}{l+r} = \frac{\frac{e}{r}}{\frac{l+r}{r}} = \frac{\lambda k}{1+\lambda};$$

$$\sin\varphi_2 = \frac{\overline{OE}}{\overline{OA_1}} = -\frac{e}{l-r} = -\frac{\frac{e}{r}}{\frac{l-r}{r}} = -\frac{\lambda k}{1-\lambda}. \qquad (1.31)$$

Как следует из приведенных выше формул, $\sin\phi_2 > \sin\phi_1$ и $\phi_2 > \phi_1$. Так, при $\lambda = 1/3$, $k = 0{,}2$ $\sin\varphi_1 = 0{,}05$; $\sin\varphi_2 = 0{,}1$; $\varphi_1 = 1^\circ 50'$; $\varphi_2 = 5^\circ 50'$.

Таким образом, угол поворота коленчатого вала при прямом ходе (от ВМТ) больше 180º, а при обратном ходе (от НМТ) – меньше 180º.

Ход поршня дезаксиального механизма, согласно рисунку 1.2, *а*,

$$S_n = r\left[\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda}+1\right)^2 - k^2} - (\cos\varphi + \frac{1}{\lambda} + \frac{1}{2}\lambda k^2 + k\sin\varphi - \frac{1}{4}\lambda + \frac{1}{4}\lambda\cos 2\varphi)\right]. \qquad (1.32)$$

Разница между ходами поршня дезаксиального и центрального КШМ для современных автомобильных и тракторных двигателей очень незначительна. Даже при максимальном значении *k* она составляет менее 1 %.

Скорость поршня дезаксиального КШМ

$$V_{ПД} = r\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi - \lambda k\cos\varphi\right). \qquad (1.33)$$

Так как угол поворота коленчатого вала при прямом ходе поршня больше 180º, а при обратном ходе – меньше 180º, то, следовательно, средняя скорость поршня при прямом ходе меньше, чем при обратном.

Ускорение поршня дезаксиального КШМ

$$J_{ПД} = r\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi + \lambda k\sin\varphi). \qquad (1.34)$$

Угловое перемещение шатуна дезаксиального КШМ определяется по формуле

$$\beta = \arcsin[\lambda(\sin\varphi - k)], \qquad (1.35)$$

из которой следует, что:

– наименьший угол β_{min} отклонения шатуна, при котором ось шатуна совпадает с осью цилиндра ($\beta = 0$), получается при $\sin\beta_{min} = 0$, т. е. при $\sin\phi = k$;

– наибольший угол β_{max} отклонения шатуна от оси цилиндра соответствует $\sin\phi = \pm 1$, т. е. при $\varphi = 90$ и 270º, когда $\sin\beta_{max} = \pm\lambda - k\lambda$.

При отклонении шатуна в ту или другую сторону от оси цилиндра наибольшие углы β_{max} отклонения получаются неодинаковыми.

Угловая скорость качания шатуна

$$\omega_{ШД} \approx \lambda\omega\cos\varphi. \qquad (1.36)$$

Угловое ускорение качания шатуна

$$\varepsilon_{ШД} = -\lambda\omega^2 \sin\varphi. \qquad (1.37)$$

Так же, как и в центральном КШМ, угловое ускорение качания шатуна $\varepsilon_{ш.д.} = \varepsilon_{ш.д.max}$ достигается при $\varphi = 90$ и 270°.

При конструировании КШМ для уменьшения стука при переходе поршня через ВМТ применяется дезаксиал в поршне – поршневой палец сдвигается относительно оси поршня. Оси цилиндра и коленчатого вала при этом находятся в одной плоскости. Однако и в этом случае меньший угол отклонения шатуна в такте расширения приводит к уменьшению боковой силы N (причем сила N несколько увеличивается в такте сжатия), что обусловливает более равномерный износ цилиндропоршневой группы. Кроме того, вследствие перекоса (равнодействующая сил давления газов в этом случае не проходит через ось поршневого пальца) удар поршня о стенку цилиндра при передвижке его около ВМТ смягчается, а шумность работы двигателя уменьшается.

Динамика кривошипно-шатунного механизма. При работе двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют силы от давления газов в цилиндре, силы инерции движущихся масс механизма, силы трения и силы полезного сопротивления на валу двигателя.

Силы инерции масс двигателя, движущихся с переменными по величине и направлению скоростями, возникают в двигателе как при холостом ходе, так и при работе его под нагрузкой. Для некоторых деталей двигателя эти силы являются основными расчетными силами.

Силы инерции движущихся масс КШМ в свою очередь разделяются на три группы:

1) силы инерции масс, движущихся возвратно-поступательно;
2) силы инерции вращающихся масс;
3) силы инерции масс, совершающих сложное движение.

Анализ сил, действующих в КШМ, необходим для проведения расчета элементов двигателя на прочность, определения нагрузок на подшипники, анализа крутильных колебаний коленчатого вала и других расчетов.

Массы движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма и их приведение. Для определения величины сил инерции, возникающих в результате движения частей КШМ, необходимо предварительно найти соответствующие массы.

При этом для упрощения динамического расчета приходится заменять действительные массы движущихся частей системой масс, динамически эквивалентной реальной системе.

Приведение массы шатуна. Шатун совершает сложное плоскопараллельное движение в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала.

Масса шатуна $m_ш$ может быть заменена тремя массами, сосредоточенными на осях поршневого пальца m_1, шатунной шейки кривошипа m_2 и в центре масс шатуна m_3. Такая замена будет эквивалентной при соблюдения следующих условий:

а) сумма всех масс должна быть равна массе шатуна, т. е.

$$m_ш = m_1 + m_2 + m_3; \qquad (1.38)$$

б) центр тяжести всех масс должен совпадать с центром тяжести шатуна:

$$m_1 l_1 = m_2 (l - l_1) , \qquad (1.39)$$

где l – длина шатуна (расстояние между осями поршневого пальца и шатунной шейки КШМ);

l_1 – расстояние от центра масс шатуна до оси поршневого пальца (если начало координат выбрать в центре масс шатуна, а одна из осей совпадает с осью шатуна);

в) сумма моментов инерции всех масс относительно оси, проходящей через центр тяжести шатуна, должна быть равна моменту инерции шатуна $I_ш$ относительно той же оси:

$$I_ш = m_1 l_1 + m (l - l_1)^2; \qquad (1.40)$$

г) массы должны располагаться на одной прямой, проходящей через центр тяжести шатуна.

Решая совместно уравнения трех записанных условий относительно m_1, m_2 и m_3, имеем

$$m_1 = \frac{I_Ш}{l_1 l}; \; m_2 = \frac{I_Ш}{(l - l_1) l}; \; m_3 = m_Ш - \frac{I_Ш}{(l - l_1) l}. \qquad (1.41)$$

Масса m_1, сосредоточенная в точке A_1, движется возвратно-поступательно вдоль оси цилиндра; масса m_2, сосредоточенная в точке B, совершает вращательное движение около оси коленчатого вала; масса m_3, сосредоточенная в центре масс шатуна, совершает сложное движение.

Масса m_3 обычно незначительна по сравнению с массами m_1 и m_2, поэтому для упрощения динамических расчетов этой массой пренебрегают, заменяя

массу шатуна $m_ш$ двумя массами m_1 и m_2, расположенными в центрах его поршневой и кривошипной головок. Такое пренебрежение приводит к небольшой ошибке, но очень упрощает расчет.

При замене массы шатуна двумя массами условия для определения величины их имеют вид:

$$m_1 l_1 = m_2 (l - l_1); m_Ш = m_1 + m_2;$$
$$I_1 = m_1 l_1^2 + m_2 (l - l_1)^2. \qquad (1.42)$$

Четвертое условие удовлетворяется, так как прямая, соединяющая точки, в которых сосредоточены массы m_1 и m_2, совпадает с осью шатуна.

Четвертое условие удовлетворяется, так как прямая, соединяющая точки, в которых сосредоточены массы m_1 и m_2, совпадает с осью шатуна.

Для определения масс m_1 и m_2 необходимо знать массу шатуна $m_ш$, а также положения его центра тяжести (центра масс). Для изготовленного шатуна эти величины определяют взвешиванием на рычажных весах и способом качаний.

Приведение вращающихся масс. К вращающимся массам КШМ относятся:

– массы неуравновешенных частей колена вала (щек, шатунной шейки) $m_к$;

– часть массы шатуна m_2.

Массы таких неуравновешенных частей заменим массой, приведенной к радиусу кривошипа r, и обозначим m_r.

Приведение производят с соблюдением условия равенства центробежной силы инерции действительной массы центробежной силе приведенной массы.

Масса шатунной шейки с прилежащими частями щек $m_{ш.ш.}$ считается сосредоточенной в середине оси шейки; так как центр масс ее удален от оси кривошипа на расстояние r, приведения этой массы не требуется.

Масса средней части щеки $m_щ$ (по контуру abcd), имеющей центр масс на радиусе ρ, приводится к радиусу r:

$$(m_Ш)_r = m_Ш \frac{\rho}{r}, \qquad (1.43)$$

где ρ – расстояние от центра масс щеки до оси кривошипа.

Приведенная к радиусу r неуравновешенная масса кривошипа

$$m_К = m_{Ш.Ш.} + 2(m_Ш)_r = m_{Ш.Ш.} + 2m_Ш \frac{\rho}{r}, \qquad (1.44)$$

а с учетом части массы шатуна m_2 неуравновешенная масса деталей m_r, совершающих вращательное движение,

$$m_r = m_K + m_2. \quad (1.45)$$

В V-образных автомобильных двигателях с коленом вала сочленяются два шатуна противолежащих цилиндров, поэтому

$$m_r = m_K + 2m_2. \quad (1.46)$$

Масса деталей, совершающих возвратно-поступательное движение.

Детали, совершающие прямолинейное возвратно-поступательное движение вдоль оси цилиндра, – поршневая группа (поршень, палец, кольца) и часть массы шатуна m_1. Масса поршневой группы m_n, как и m_1, считается сосредоточенной на оси поршневого пальца и общая масса m_j деталей, совершающих возвратно-поступательное движение, $m_j = m_n + m_1$. Так как ускорение поршня считается известным, то приведения этой массы не требуется.

Таким образом, в результате приведения масс отдельных элементов кривошипно-шатунный механизм может быть представлен динамически эквивалентной системой двух сосредоточенных масс, связанных жесткой связью: массой m_j, совершающей возвратно-поступательное движение; массой m_r, совершающей вращательное движение.

При наличии на коленах вала противовесов их масса также должна учитываться в расчете.

Величины m_n, $m_к$ и $m_ш$ при динамическом расчете вновь проектируемого двигателя выбираются из данных существующих конструкций. Для современных автомобильных и тракторных двигателей конструктивные массы, отнесенные к единице площади поршня F, находятся в пределах, приведенных в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Величины m_n, $m_к$ и $m_ш$ при динамическом расчете вновь проектируемого двигателя

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Бензиновые двигатели D = 60…100 мм	Дизели D = 80…120 мм
Поршневая группа		
Поршень из алюминиевого сплава	80...100	150...300
Чугунный поршень	150...200	250...400
Шатун	100...200	250...400
Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов		
Стальной кованый вал (сплошные шатунные шейки)	150...200	200...400
Чугунный литой вал (полые шатунные шейки)	100...200	150...300

Результаты расчета свести в таблицу 1.2.

Таблица 1.2 – Результаты расчета

	0	30	60	90	120	180	210	240	270	300	330	360
S												
V												
J												

Содержание отчета

Отчет должен содержать: цель работы; схему экспериментальной установки; таблицу исходных данных; таблицу результатов расчета перемещения поршня, скорости и ускорения от угла поворота коленчатого вала; графики перемещения поршня, скорости и ускорения в одной координатной сетке; выводы по всем пунктам проделанной работы.

Вопросы для самоконтроля

1 Какое влияние оказывают массово-геометрические параметры КШМ на возникающие усилия в механизме?

2 Укажите силы, возникающие в механизме при движении поршня.

3 Как влияет длина шатуна на возникновения усилий в механизме?

2 Лабораторная работа № 2. Определение коэффициента трения сцепления

Цель работы: определение момента трения сцепления и коэффициента трения фрикционных пар дискового сцепления.

Оборудование

Сцепление автомобиля, динамометр, набор инструмента, линейка.

Общие сведения

В технических расчётах сила трения вычисляется в виде доли нормальной составляющей реакции давлению трущихся поверхностей. Такой подход позволяет не увеличивать числа неизвестных сил в динамических уравнениях движения кинематических пар. Тогда сила трения

$$F = f \cdot N, \tag{2.1}$$

где N – нормальная составляющая реакции трущихся поверхностей;
f – коэффициент трения.

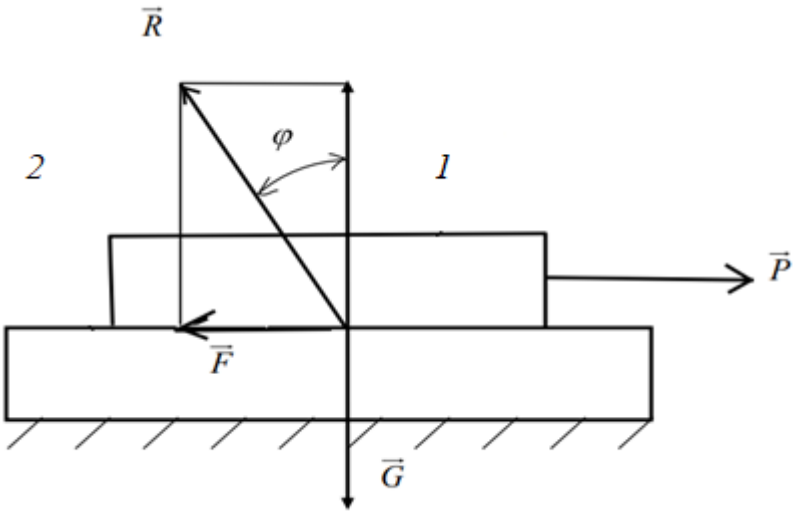


Рисунок 2.1 – Схема расчёта силы трения

Ввиду многообразия факторов, определяющих силу трения, коэффициент трения f определяется экспериментально. На рисунке 2.1 показаны соприкасающиеся поверхности звеньев *1* и *2*, находящихся в покое. Пусть со стороны звена *1* на звено *2* действует сила G. Тогда на звено *1* со стороны звена *2* действует реакция силы N. Если к звену *1* приложить силу P , то его движению будет препятствовать сила сцепления F. В результате полная реакция опоры *2* будет равна геометрической сумме:

$$R = N + F \,. \tag{2.2}$$

Угол между векторами R и N называется углом трения. При других направлениях силы P (в горизонтальной плоскости) вектор R образует коническую поверхность, которая называется конусом трения.

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

Принципиальная схема сцепления приведена на рисунке 2.2.

В современных автомобилях применяются в качестве сцепления только дисковые муфты. Конусные и колодочные муфты применяются в качестве вспомогательных фрикционных устройств в коробках передач (синхронизаторов, демпферов).

Дисковые сцепления бывают однодисковые, двухдисковые и многодисковые.

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

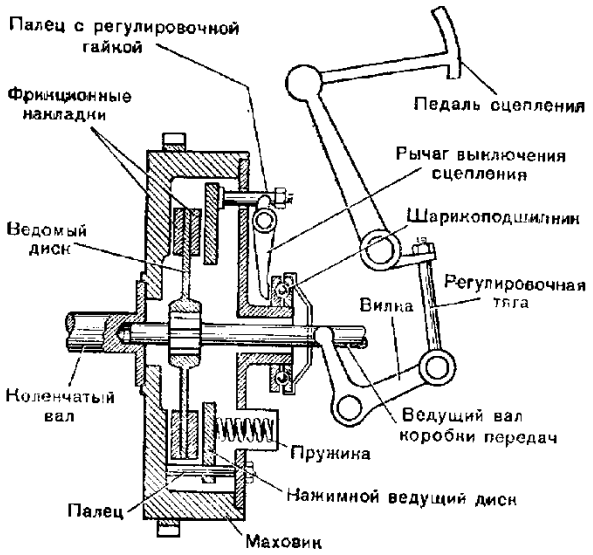


Рисунок 2.2 – Схема дискового сцепления

Расчет момента трения сцепления.

Момент трения сцепления равен максимальному моменту двигателя с некоторым запасом:

$$M_c = \beta \cdot M_{д.max}, \qquad (2.3)$$

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

Момент трения сцепления рассчитывается по формуле

$$M_c = \mu \cdot P \cdot (R + r)/2 = \mu \cdot P \cdot i \cdot R_{cp}, \qquad (2.4)$$

где μ – коэффициент трения;

P – сила нажатия пружин;

i – число пар поверхностей трения;

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

Порядок проведения работы

Установить сцепление так, чтобы оно упиралось на подставку пресса маховиком.

Установить сверху вспомогательную втулку, а затем – динамометр сжатия.

Установить ножку индикатора на нижний диск под прямым углом к последнему.

Установить на нуль шкалы индикаторов.

Создавая нагрузку прессом, при помощи динамометров сжатия определить величины сил, соответствующие перемещениям нажимного диска с интервалом 0,25 мм от 0 до 2 мм.

Результаты измерений свести в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты измерений

L, мм	0	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2
P, Н	→								
P, Н	←								

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

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

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

Определить коэффициент трения для трущейся пары сцепления.

Определить коэффициент запаса сцепления.

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

Построить графики зависимости трения от усилия пружин.

Содержание отчета

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

Вопросы для самоконтроля

1 Какие силы возникают в механизме сцепления при работе трения?

2 Какие механизмы сцепления применяются на транспортных средствах?

3 Как влияют геометрические параметры элементов конструкции сцепления на выходные параметры?

3 Лабораторная работа № 3. Определение коэффициента полезного действия коробки передач

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

Оборудование

Коробка переключения передач, динамометр (2 шт.), набор инструмента, линейка.

Общие сведения

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

Коэффициент полезного действия (КПД) любого механизма равен отношению работы, произведенной на ведомом и ведущем валах; поэтому если эти величины могут быть измерены, КПД определяется простым делением первой на вторую.

В том случае, когда КПД очень высок, как, например, у коробки передач на прямой передаче, то при его определении возникают трудности вследствие того, что обе величины, подлежащие измерению, весьма близки по своему значению, и даже сравнительно малая погрешность в их измерении даст большую ошибку при определении потерь как разности между ними. Значительно более высокая степень точности может быть достигнута, если вместо измерения работы, произведенной на ведомом и ведущем валах, непосредственно измерять работу. Такой метод вполне применим для коробки передач, так как она может быть смонтирована на цапфах с шариковыми подшипниками подобно динамометру, что позволит измерять реактивный момент.

Вопрос о КПД приобретает большую важность для коробок передач грузовых автомобилей, так как они работают большую часть времени на промежуточных передачах. По этой причине немногочисленные опыты по определению КПД шестеренчатых коробок передач, опубликованные в печати за последние годы, относятся в большинстве к коробкам передач грузовых автомобилей.

На рисунке 3.1 показаны кривые КПД четырехступенчатой коробки передач грузового автомобиля на первой передаче для различных скоростей вращения и различных развиваемых мощностей на ведущем валу, полученные Хайдом и Аухти. Испытанию подвергалась обычная коробка передач со скользящими шестернями, у которой оба вала были расположены в одной горизонтальной плоскости. Межцентровое расстояние коробки составляет 188,4 мм, а ширина шестерен — от 25,4 до 38,1 мм. На рисунке 3.1 приведены кривые КПД на других передачах.

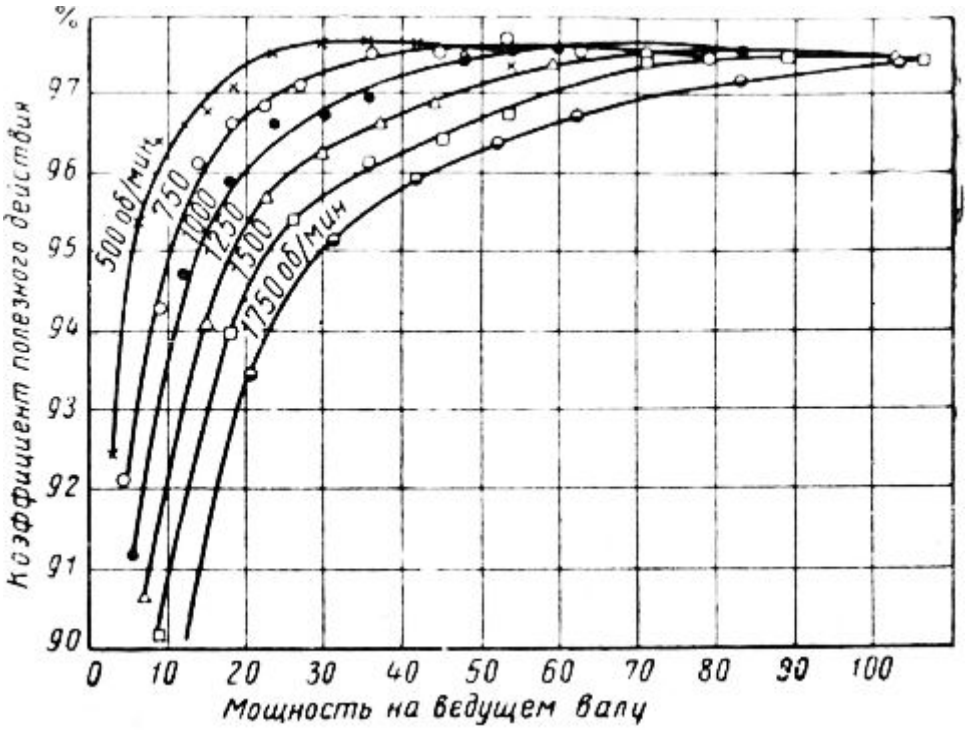


Рисунок 3.1 – КПД четырехступенчатой коробки передач грузового автомобиля

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

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

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

$$\frac{N_1}{N_2} = \eta, \tag{3.1}$$

где N_1, N_2 – входная и выходная мощности.

Мощности N_1, N_2

$$N_1 = M_1 \cdot \omega_1;$$
$$N_2 = M_2 \cdot \omega_2. \tag{3.2}$$

С учетом уравнений (3.1) и (3.2) получим

$$\eta = N_1/N_2 = \frac{\hat{I}}{i}, \tag{3.3}$$

где $\hat{I}$ – силовое передаточное число;

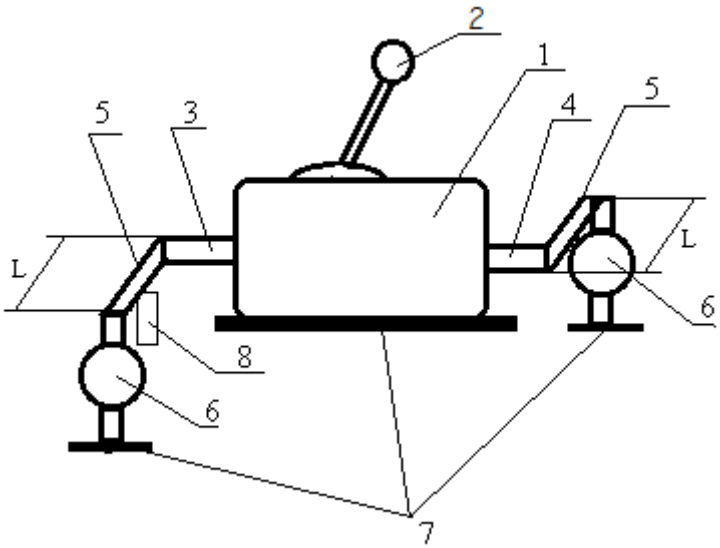
i – кинематическое передаточное число.

$$\hat{I} = M_1/M_2; \qquad (3.4)$$
$$i = \omega_1/\omega_2,$$

где N_1, N_2, M_1, M_2, ω_1, ω_2 – соответствующие мощности, моменты и угловые скорости вращения на входном и выходном валах КПП.

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

Принципиальная схема стенда испытаний изображена на рисунке 3.2.



1 – коробка передач автомобиля закреплена на опорной плите *7*; *2* – рычаг переключения передач; *3* – первичный (входной) вал КПП; *4* – выходной вал КПП; 5 – нагрузочные рычаги для измерения нагрузки на первичном и вторичном валах КПП; *6* – динамометры сжатия (2 шт.); *8* – устройство для создания нагрузки на рычаге первичного вала КПП.

Рисунок 3.2 – Принципиальная схема стенда

Результаты измерений на разных передачах свести в таблицу 3.1.

Порядок проведения работы

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

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

Таблица 3.1 – Результаты измерений

Передача	Сила на входе P_1	Плечо силы L_1	Сила на выходе P_2	Плечо силы L_2	Кинематическое передаточное число i	КПД η
1						
2						
3						
4						

Рассчитать коэффициент полезного действия на каждой передаче по формуле

$$\eta = P_2 \cdot L_2 / P_1 \cdot L_1 \cdot i. \quad (3.5)$$

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

Содержание отчета

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

Вопросы для самоконтроля

1 Укажите причины падения КПД коробки передач.

2 Какие типы механических коробок передач устанавливаются на транспортные средства?

3 Как влияет падение КПД на выходные параметры коробки передач?

4 Лабораторная работа № 4. Определение момента инерции автомобиля

Цель работы: определение момента инерции корпуса легкового автомобиля.

Оборудование

Автомобиль Volvo 760, осциллограф, набор инструмента, динамометр.

Общие сведения

Плавность хода является важным эксплуатационным показателем, от которого во многом зависят средняя скорость движения, производительность, расход

топлива, межремонтный пробег, комфортабельность езды, сохранность перевозимого груза и защита автотранспортного средства, его систем и механизмов от воздействия неровностей дороги.

При эксплуатации грузовых автомобилей на дорогах, покрытия которых с большими неровностями:

– скорость движения снижается на 40…50 %;

– межремонтный пробег снижается на 35…40 %;

– расход топлива увеличивается на 50…70 %;

– себестоимость перевозок возрастает на 50…60 %.

Основными причинами возникновения колебаний автомобиля являются дорожные неровности.

Основные характеристики неровностей – их *высота* и *циклическая частота*, под которой понимают количество неровностей на участке дороги длиной 1 метр: $\lambda = 1/l$. Используют также понятие *путевая частота*, которая связана с циклической следующей зависимостью: $\lambda_s = 2\pi\lambda = 2\pi / l$. *Путевая и циклическая частоты* – это частоты динамического воздействия нормальных реакций опорного основания на колёса автомобиля, движущегося со скоростью 1 м/с. Единица измерения путевой частоты – радиан в секунду, циклической – герц (Гц).

Неровности дороги, влияющие на плавность хода, имеют разный профиль, разную длину, могут чередоваться в различной последовательности на разном расстоянии между собой. На дорогах с асфальтобетонным покрытием неровности имеют различные размеры и очертания: неровности высотой 3,00…5,00 мм и длиной 8,00…10,00 мм (микронеровности) и высотой 10,00…12,00 мм и длиной 5,00…8,00 (волны).

Колебания автомобиля оказывают существенное влияние на плавность хода и, следовательно, на состояние пассажиров и водителя, сохранность груза и долговечность самого автотранспортного средства. При этом значительное влияние на вышеперечисленные показатели оказывают скорость и ускорения колебаний (таблица 4.1). Например, с увеличением скорости колебаний плавность хода автомобиля ухудшается.

Таблица 4.1 – Характеристика колебаний в зависимости от скорости

Характеристика колебаний	Скорость колебаний, м/с
Неощутимые колебания	< 0,035
Едва ощутимые колебания	0,035…0,100
Вполне ощутимые колебания	0,100…0,200
Сильно ощутимые колебания	0,200…0,300
Неприятные и очень неприятные ощутимые колебания	0,300…0,400

Общий спектр частот всех колебаний, сопровождающих автомобиль при движении, очень широкий. Стандарты, регламентирующие нормы воздействия колебания на водителя, не разделяют колебания по природе их возникновения.

Воздействия ускорений на пассажиров и водителя в значительной степени зависят от частоты колебаний.

Так, при увеличении частоты даже небольшие ускорения колебаний могут вызвать неприятные или болезненные ощущения (таблица 4.2).

Таблица 4.2 – Ускорения колебаний (м/с^2), оказывающие отрицательное воздействие на пассажиров и водителя

Частота колебаний, Гц	Ощущения	
	неприятные	болезненные
1,0	2,3	2,7
1,5	2,1	2,5
2,0	1,9	2,3
3,0	1,7	2,0

Комплекс мероприятий по снижению воздействия колебаний на водителя принято называть виброзащитой. Показатели плавности хода являются исходными для общей оценки виброзащиты.

Из всех видов колебаний, которым подвержен автомобиль, в теории плавности хода изучают вертикальные, горизонтальные, продольные и продольно-угловые.

Различают колебания двух видов в зависимости от факторов, их вызывающих, – *собственные* и *вынужденные*.

Собственные колебания автомобиля – это характеристический параметр, определяемый его массой, упругими свойствами и геометрическими размерами.

Вынужденные колебания возникают в результате взаимодействия автомобиля с неровностями опорной поверхности, по которой он движется. Эти колебания зависят от характеристики неровностей, скорости движения и параметров автомобиля, определяющих характеристику собственных колебаний.

Теоретически колебания *подразделяются на затухающие* и *незатухающие*. Однако практически незатухающих колебаний в автомобилях не может быть, так как они совершаются в механизмах за счёт упругих свойств элементов, обладающих различными видами трения. Энергия колебаний поглощается энергией трения.

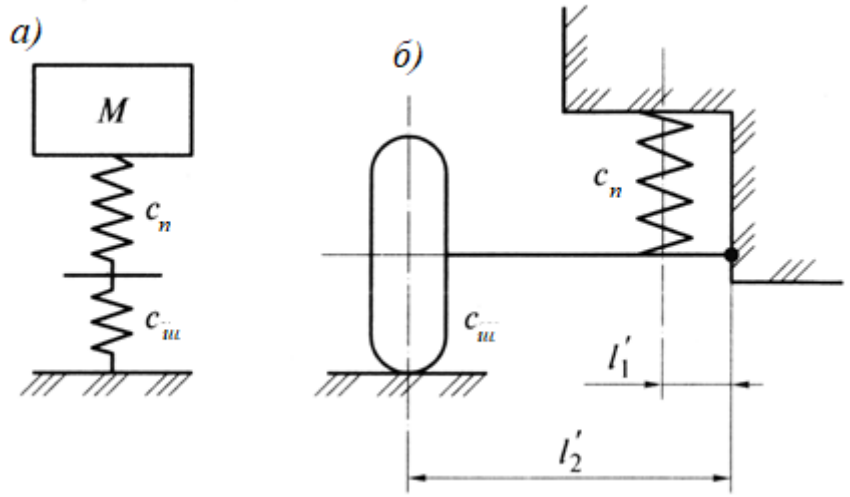
Автомобиль представляет собой многомассовую колебательную систему, которая обладает многими степенями свободы. Массы всех частей автомобиля подразделяются на *подрессоренные* и *неподрессоренные*. Подрессоренные опираются на подвеску автомобиля – кузов, раму и закреплённые на них системы и механизмы. Неподрессоренные опираются на опорное основание – массы мостов и колёс. Подрессоренные и неподрессоренные массы автомобиля связаны между собой упругой подвеской.

Подрессоренные массы колеблются на упругих устройствах подвески (рессоры, пружины, торсионы, пневмобаллоны и др.) с низкими частотами, составляющими 1,0…2,5 с$^{-1}$, а неподрессоренные – на упругих устройствах подвески и шинах с высокими частотами – 5,8…12,0 с$^{-1}$.

Приведённой жёсткостью подвески называется жёсткость такого упругого устройства, прогиб которого равен суммарному прогибу подвески и шин при

одинаковой нагрузке. То есть приведённая жёсткость подвески учитывает жёсткость не только подвески, но и шин.

Схема для расчёта приведённой жёсткости представлена на рисунке 4.1.



а – зависимая подвеска; *б* – независимая подвеска

Рисунок 4.1 – Схема для расчёта приведённой жёсткости

Суммарный статический прогиб упругого устройства одномассовой колебательной системы

$$f_{сум} = f_п + f_ш \ , \tag{4.1}$$

где $f_п = G / c_п$, $f_ш = G / c_ш$ – прогиб соответственно подвески и шины.

То есть

$$\frac{G}{c_{пр}} = \frac{G}{c_п} + \frac{G}{c_ш}.$$

Откуда приведённая жёсткость подвески

$$c_{пр} = \frac{c_п c_ш}{c_п + c_ш}. \tag{4.2}$$

Указанное выражение справедливо для зависимой подвески. Приведённая жёсткость независимой подвески может быть определена аналогично по следующей формуле:

$$c_{пр} = \frac{\left(l_1^{'}\right)^2 c_n c_ш}{\left(l_1^{'}\right)^2 c_n + \left(l_2^{'}\right)^2 c_ш}, \qquad (4.3)$$

где $l_1^{'}$, $l_2^{'}$ – расстояния от точки крепления рычага подвески к кузову соответственно до оси пружины и колеса.

С некоторой погрешностью можно пренебречь неподрессоренной массой. Тогда динамическая система подрессоренного автомобиля будет линейной, одномассовой, с двумя степенями свободы – вертикальным перемещением z_0 центра масс и поворотом корпуса на угол α в продольной плоскости (рисунок 4.2).

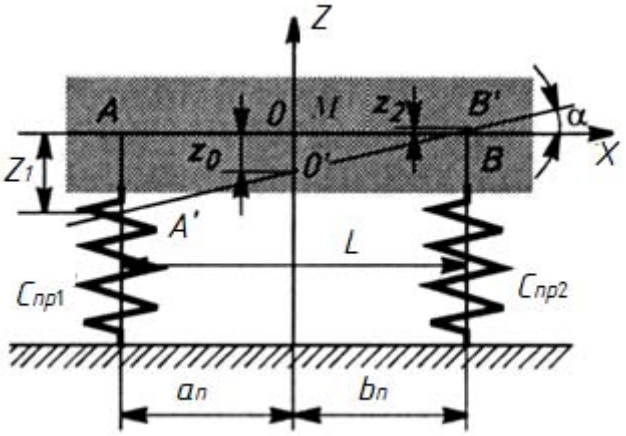


Рисунок 4.2 – Схема для расчёта колебаний подрессоренной массы

Оба эти движения вызывают деформации z_1 и z_2 упругих элементов и возникновение сил упругости $c_{пр1}z_1$ и $c_{пр2}z_2$, действующих на подрессоренную массу.

Баланс равновесия сил и моментов выражается следующей системой уравнений:

$$-M\ddot{z}_o = c_{пр1}z_1 + c_{пр2}z_2;$$

$$M\rho_y^2\ddot{\alpha} = c_{пр2}z_2b_n - c_{пр1}z_1a_n, \qquad (4.4)$$

где ρ_y – радиус момента инерции подрессоренной массы относительно поперечной оси *OY*, перпендикулярной плоскости чертежа,

$$\rho_y = \sqrt{\frac{J_y}{M}}; \qquad (4.5)$$

a_n, b_n – расстояние от осей соответственно передних и задних колёс до центра масс автомобиля.

Значения α и z_o определяются из рисунка 4.2:

$$\alpha = \frac{z_1 + z_2}{L}; \qquad z_o = \frac{z_1b_n - z_2a_n}{L}.$$

Тогда, подставив вторые производные z_o и α в уравнение (4.4), после несложных преобразований имеем

$$\ddot{z}_1 + \frac{a_n b_n - \rho_y^2}{b_n^2 + \rho_y^2}\ddot{z}_2 + \frac{c_{пр1} L^2}{\left(b_n^2 + \rho_y^2\right) M} z_1 = 0\,; \tag{4.6}$$

$$\ddot{z}_2 + \frac{a_n b_n - \rho_y^2}{a_n^2 + \rho_y^2}\ddot{z}_1 + \frac{c_{пр2} L^2}{\left(a_n^2 + \rho_y^2\right) M} z_2 = 0\,. \tag{4.7}$$

Полученная система уравнений является связной, так как в уравнение (4.6) наряду с ускорением $\ddot{z}_1$ и перемещением z_1 точки *A* подрессоренной массы входит также ускорение $\ddot{z}_2$ точки *B*, а в уравнение (4.7) наряду с ускорением $\ddot{z}_2$ и перемещением z_2 точки *B* в свою очередь входит параметр колебаний z_1 точки *A*. Следовательно, колебания точек *A* и *B*, расположенных соответственно над передней и задней подвесками, взаимосвязаны. Колебания каждой из этих точек представляют собой сумму двух гармонических колебаний с разными амплитудами и частотами, зависящими от параметров подвесок, распределения подрессоренной массы и геометрических параметров расположения центра масс (рисунок 4.3).

После введения в уравнения (4.6) и (4.7) следующих обозначений:

$$\frac{a_n b_n - \rho_y^2}{b_n^2 + \rho_y^2} = \eta_1\,; \qquad \frac{a_n b_n - \rho_y^2}{a_n^2 + \rho_y^2} = \eta_2\,;$$

$$\frac{c_{пр1} L^2}{\left(b_n^2 + \rho_y^2\right) M} = \omega_1^2\,; \qquad \frac{c_{пр2} L^2}{\left(a_n^2 + \rho_y^2\right) M} = \omega_2^2$$

эти уравнения примут вид:

$$\ddot{z}_1 + \eta_1 \ddot{z}_2 + \omega_1^2 z_1 = 0\,; \tag{4.8}$$

$$\ddot{z}_2 + \eta_2 \ddot{z}_1 + \omega_2^2 z_2 = 0\,. \tag{4.9}$$

Коэффициенты ω_1 и ω_2 в уравнениях (4.6) и (4.7) называют парциальными частотами. Независимость колебаний двух или более масс в сложной динамической системе оценивают парциальными частотами.

Парциальная частота – это частная частота колебаний сложной колебательной системы по одной из присущих ей степеней свободы при фиксированных переменных по другим степеням свободы. Если условно закрепить (рисунок 10.4) неподвижно одну опору (например, *A*), колебания на второй опоре *B* при этих условиях будут совершаться с присущей для неё парциальной часто-

той. Разница между реальной частотой колебаний, совершаемых при незакреплённых опорах, и парциальной частотой колебаний подвески служит оценочным показателем плавности хода.

Взаимосвязь уравнений (4.8) и (4.9) определяется членами уравнений с коэффициентами η_1 и η_2. Чем больше эти коэффициенты, тем больше взаимное влияние параметров задней и передней подвесок на колебания точек *A* и *B*. Без членов $\eta_1\ddot{z}_2$ и $\eta_2\ddot{z}_1$ уравнения (4.6) и (4.7) становятся независимыми одно от другого, каждое из них описывает колебания соответственно точки *A* и *B*.

Очевидно, что на коэффициенты связи основное влияние оказывает разность $a_n b_n - \rho_y^2$.

Отношение

$$\frac{\rho_y^2}{a_n b_n} = \varepsilon_y \tag{4.10}$$

называют *коэффициентом распределения подрессоренных масс*. Если $\varepsilon_y = 1$, то сочетание параметров автомобиля и подвески, при которых $\eta_1 = 0$ и $\eta_2 = 0$, позволяет рассматривать подрессоренную массу как состоящую из двух независимых масс, одна из которых опирается на переднюю подвеску, а вторая – на заднюю (см. рисунок 4.1). Тогда

$$M_1 = \frac{b_n}{L} M\,;\; M_2 = \frac{a_n}{L} M\,. \tag{4.11}$$

Если каждое из уравнений (4.8) и (4.9) решить относительно z_1 и z_2, то получим два уравнения четвёртого порядка с одинаковым для обоих характеристическим биквадратным уравнением. Положительные корни этого уравнения будут выражать *низкочастотные* $\Omega_н$ и *высокочастотные* $\Omega_в$ собственные частоты колебаний системы, которые являются одной из основных её динамических характеристик:

$$\Omega_н = \sqrt{\frac{1}{2(1-\eta_1\eta_2)}\left[\omega_1^2+\omega_2^2-\sqrt{\left(\omega_1^2-\omega_2^2\right)^2+4\eta_1\eta_2\omega_1^2\omega_2^2}\right]}\,;$$

$$\Omega_в = \sqrt{\frac{1}{2(1-\eta_1\eta_2)}\left[\omega_1^2+\omega_2^2+\sqrt{\left(\omega_1^2-\omega_2^2\right)^2+4\eta_1\eta_2\omega_1^2\omega_2^2}\right]}\,. \tag{4.12}$$

Наибольшая плавность хода автотранспортного средства обеспечивается при независимых колебаниях подрессоренной массы под передней и задней подвесками ($\varepsilon_y = 1$). Такое положение трудно обеспечить конструктивно, учитывая многообразие возможной загрузки машины в эксплуатации и распределение её

по осям. Наиболее тяжёлые условия работы подвески возникают при полностью загруженном автомобиле. Поэтому конструктивные параметры, влияющие на плавность хода (уравнения (4.6) и (4.7)), выбирают такими, чтобы значения коэффициентов связи η_1 и η_2 были минимальными при полной загрузке.

При условии $0{,}8a_n b_n \le \rho_y^2 \le 1.2a_n b_n$ частоты связей ω_1 и ω_2 отличаются от парциальных на 5…6 %. Следовательно, колебания масс M_1 и M_2 можно считать практически независимыми. Это условие выполняется при движении большинства легковых и грузовых автомобилей с полной загрузкой. Именно поэтому пассажирами субъективно отмечается более высокая плавность хода полностью загруженного автотранспортного средства.

При учёте влияния неподрессоренных масс автомобиля (неподрессоренные массы в отдельных случаях сопоставимы с подрессоренной массой) на свободные колебания подрессоренной массы принимают следующие допущения:

– связь между колебаниями передней и задней частей кузова автомобиля отсутствует ($\varepsilon_y = 1$);

– затухания в подвеске или сопротивления амортизаторов нет ($k = 0$).

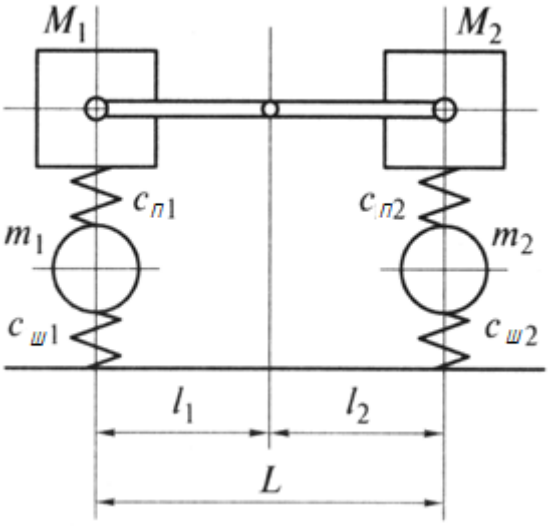


Рисунок 4.3 – Колебательная система автомобиля при $\varepsilon_y = 1$

В этом случае автомобиль в соответствии с принятыми допущениями представляет собой две независимые колебательные системы, каждая из которых имеет две степени свободы:

1) вертикальные перемещения z подрессоренной массы M;

2) вертикальное перемещение ζ неподрессоренной массы m.

Вследствие отсутствия общей массы, сосредоточенной в центре масс, из рассмотрения исключаются продольные угловые колебания автомобиля.

Свободные колебания каждой из масс автомобиля описываются системой уравнений

$$M\ddot{z}+c_n(z-\zeta)=0; \qquad (4.13)$$
$$m\ddot{\zeta}+c_ш\zeta-c_n(z-\zeta)=0,$$

где c_n, $c_ш$ – жёсткость соответственно обоих упругих элементов подвески и шин.

Используя парциальные частоты, уравнения (4.13) можно привести к следующему виду:

$$\ddot{z}+\omega^2 z-\omega^2\zeta=0;$$
$$\ddot{\zeta}+\omega_к^2\zeta-\omega_к^2 z=0, \qquad (4.14)$$

где $\omega^2=\frac{c_n}{M}$ – парциальная частота колебаний подрессоренной массы M при неподвижной неподрессоренной массе m;

$\omega_к^2=\frac{c_n+c_ш}{m}$ – парциальная частота колебаний неподрессоренной массы m при неподвижной подрессоренной массе M.

Каждое из уравнений (4.14) содержит параметры, один из которых z характеризует колебания корпуса автомобиля, а другой ζ – колебания колёс и мостов. Это свидетельствует о взаимосвязи процессов колебания в подвеске и шине. Поэтому можно сделать заключение о неправомерности принятого выше допущения об отсутствии взаимного влияния колебаний подрессоренной и неподрессоренной масс. То есть частоты колебаний зависят от упругости подвески c_n и шины $c_ш$ и их соотношения при конкретных характеристиках автомобиля. Эти соотношения в свою очередь определяют показатели плавности хода автомобиля. Характерны следующие отношения жёсткостей $c_ш/c_n$:

– 3…4 – легковые автомобили особо малого класса;
– 7…10 – легковые автомобили малого и среднего классов;
– 10…20 – легковые автомобили высшего класса;
– 2,5…5 – грузовые автомобили.

Из уравнений (4.14) следует, что колебательная система имеет две частоты собственных колебаний – низкую (ω) и высокую ($\omega_к$). Таким образом, автомобиль имеет четыре частоты собственных колебаний, приближённое значение которых можно определить из следующих выражений:

– для подрессоренных масс

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_{п1}}{M_1}}; \qquad \omega_2 = \sqrt{\frac{c_{п2}}{M_2}};$$

– для неподрессоренных масс

$$\omega_{к1} = \sqrt{\frac{c_{п1} + c_{ш1}}{m_1}}; \qquad \omega_{к2} = \sqrt{\frac{c_{п2} + c_{ш2}}{m_2}}.$$

Низкие частоты ω_1 и ω_2 являются частотами колебаний кузова на упругих устройствах подвески (рессоры, пружины и т. д.). Эти частоты равны:

– для легковых автомобилей – 0,8…1,3 Гц;

– для грузовых автомобилей – 1,2…1,8 Гц.

Высокие частоты $\omega_{к1}$ и $\omega_{к2}$ представляют собой частоты колебаний передних и задних мостов и колёс. Значения высокочастотных колебаний составляют:

– для легковых автомобилей – 8,0…12,70 Гц;

– для грузовых автомобилей – 6,5…9,0 Гц.

Свободные колебания автомобиля всегда являются затухающими под действием сил трения в элементах подвески. Трение по своей природе может быть жидкостным (в гидравлических амортизаторах), сухим (в рессорах и шарнирах подвески) и межмолекулярным (в шинах и резиновых деталях подвески).

С течением времени под действием сопротивления амортизатора параметры процесса колебания автомобиля меняются. Каждая следующая волна колебания автомобиля обладает большим периодом ($T_1 > T_2 > T_3$) и меньшей амплитудой по сравнению с предыдущей ($z_4 < z_3 < z_2 < z_1$).

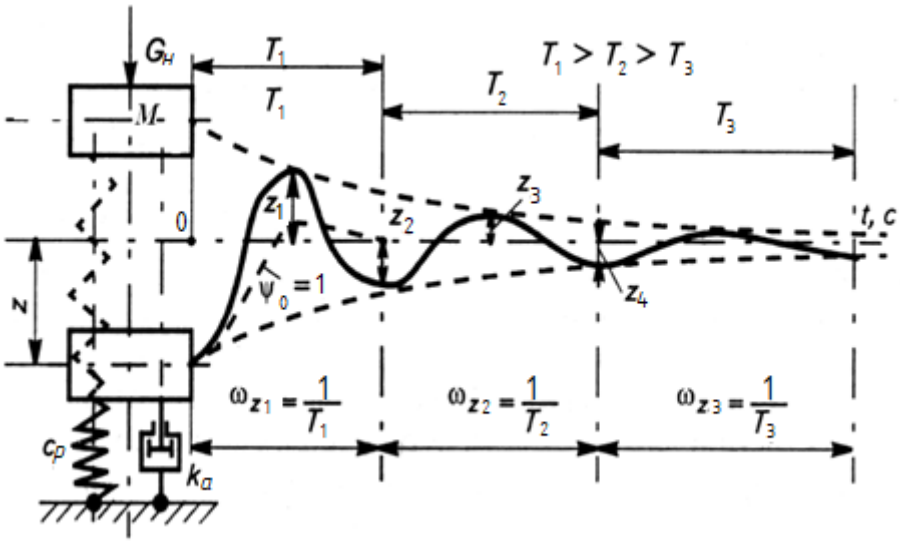


Рисунок 4.4 – Схема свободных затухающих колебаний с одной степенью свободы

Момент инерции автомобиля является одним из важных показателей компоновки автомобиля.

К компоновке автомобиля предъявляются следующие требования:

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

– максимальное использование габаритов под размещение универсальной грузовой платформы;

– унификация конструкций по основным узлам и агрегатам с автомобилями массового производства.

Кроме того, у этих автомобилей должны быть:

– высокие показатели по устойчивости и плавности хода при движении с большими скоростями по дорогам с твердым покрытием и вне дорог;

– высокие геометрические и тяговые параметры проходимости.

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

$$\varepsilon_y = \frac{J_y}{M \cdot a \cdot b}, \tag{4.15}$$

где J_y – момент инерции автомобиля относительно поперечной оси;

M – масса автомобиля;

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

Схема установки кузова автомобиля представлена на рисунке 4.5.

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

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

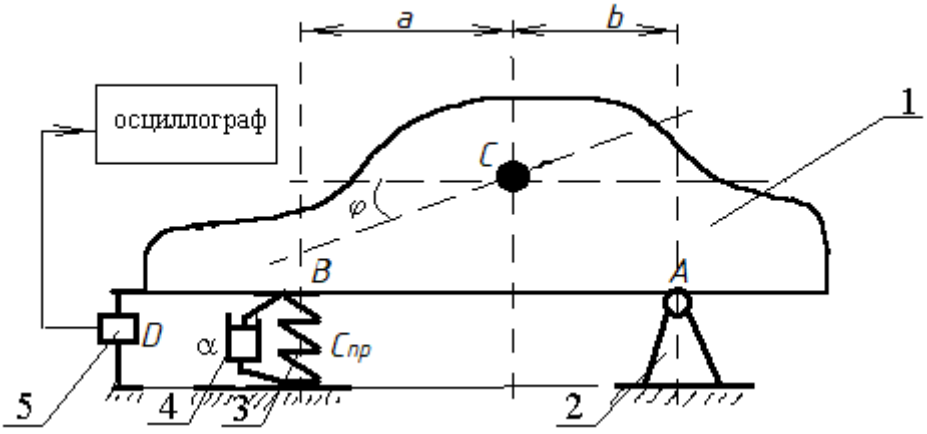


Рисунок 4.5 – Схема установки кузова автомобиля

Сигнал перемещений точки D регистрируется осциллографом.

Порядок проведения работы

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

Измерить расстояние между опорами, на которых установлены динамометры сжатия.

Составить уравнение статического равновесия:

$$\Sigma M_{A(B)}(F) = 0. \tag{4.16}$$

Из формулы (4.16) определить положение центра тяжести корпуса автомобиля.

Из осциллограммы записи колебаний:

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

2) определить коэффициент затухания колебаний по формуле

$$n = \frac{1}{T}\ln\frac{2\delta_i}{\delta_{i+1}}; \tag{4.17}$$

3) вычислить частоту собственных колебаний по формуле

$$k = \sqrt{\frac{C_{пр.}}{M}}, \tag{4.18}$$

где $C_{пр.}$ – приведенный коэффициент жесткости пружин подвески, который рассчитывается по формуле

$$C_{пр.} = 2 \cdot C, \tag{4.19}$$

где C – коэффициент жесткости цилиндрической пружины подвески;

M – масса корпуса автомобиля;

4) определить частоту затухающих колебаний корпуса автомобиля по формуле

$$\mathrm{k}^* = \sqrt{k^2 + n^2}; \tag{4.20}$$

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

$$J_{\mathrm{A}} = \sqrt{\frac{C_{пр}}{k^{*2}}}; \tag{4.21}$$

6) определить момент инерции относительно оси, проходящей через центр масс (гл. ось инерции), по формуле

$$J_C = J_A - M \cdot l^2, \qquad (4.22)$$

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

M – масса корпуса автомобиля.

Определить коэффициент распределения масс по формуле (4.15).

Содержание отчета

Отчет должен содержать: цель работы; схемы экспериментальных установок; графики и осциллограммы; выводы по всем пунктам проделанной работы.

Вопросы для самоконтроля

1 Какое влияние оказывает плавность хода автомобиля на водителя, пассажиров и перевозимые грузы?

2 Перечислите измерители плавности хода автотранспортных средств.

3 Какие массы называются подрессоренными и неподрессоренными?

4 Какие колебания возникают у автомобиля во время движения по неровностям дороги?

5 Что представляют собой вибрации автомобиля и каковы причины их возникновения при движении?

6 Перечислите основные элементы колебательной системы автомобиля.

7 Что такое приведённая жёсткость подвески автомобиля?

8 Дайте определение термина «парциальная частота колебаний».

9 Что включает в себя амплитудно-частотная характеристика автомобиля?

Список литературы

1 **Воячек, А. И.** Основы проектирования и конструирования: учебное пособие / А. И. Воячек. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2008. – 228 с.

2 **Кондаков, А. И.** САПР технологических процессов и производств / А. И. Кондаков. – Москва: ACADEMA, 2007. – 325 с.

3 **Мазур, И. И**. Управление проектами: справ. пособие / И. И. Мазур, В. Д. Шапиро. – Москва: Высшая школа, 2001. – 825 с.

4 **Малкин, В. С.** Устройство и эксплуатация технологического оборудования предприятий автомобильного транспорта: учебное пособие / В. С. Малкин. – Тольятти: ТГУ, 2016. – 432 с.

5 **Бондаренко, Е. В.** Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования / Е. В. Бондаренко, Р. С. Фаскиев. – Москва: Академия, 2016. – 304 с.

6 Типаж и техническая эксплуатация оборудования предприятий автосервиса: учебное пособие / В. А. Першин [и др.]. – Ростов н/Д: Феникс, 2008. – 413 с.

7 Теория механизмов и машин в примерах и задачах / Ю. А. Семенов, Н. С. Семенова Часть 1: учебное пособие Санкт-Петербург: Политехн. ун-т, 2015. – Ч.1. – 284 с.

8 **Коровайцев, А. В.** Структурный подход в расчетах прочности и устойчивости простейших элементов конструкций летательных аппаратов / А. В. Коровайцев, Е. А. Коровайцева, В. А. Столярчук. – Москва: Ленанд, 2015. – 376 с.

9 **Афанасьев, Б. А.** Проектирование полноприводных колесных машин / Б. А. Афанасьев, Л. Ф. Жеглов, В. Н. Зузов. – Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – 537 с.

10 **Иванов, А. М.** Автомобили. Конструкция и рабочие процессы / А. М. Иванов, С. Н. Иванов, Н. П. Квасновская. – Москва: Академия, 2012. – 384 с.