

Министерство образования Российской Федерации
Владимирский государственный университет
Кафедра двигателей внутреннего сгорания

ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Методические указания к лабораторным работам

Составители:
В.В. Панов,
С.Г. Драгомиров
А.Н. Гоц,
А.М. Шарапов

Владимир 2003

УДК 621.43.01

Рецензент

Доктор технических наук, профессор, научный эксперт
Центра разработки правил Верхне-Волжской инспекции
Российского речного регистра

П.И. Бажан

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Владимирского государственного университета

Динамика двигателей внутреннего сгорания: Метод. указания к лабораторным работам/ Владим. гос. ун-т; Сост. В.В. Панов и др. Владимир. 2003. 56с.

Содержат методику выполнения измерений и анализа полученных результатов, описание стендов и установок. Способствует более глубокому закреплению теоретического материала, приобретению практических навыков и самостоятельному решению практических задач при экспериментальных исследованиях.

Предназначены для студентов специальности 1012 - двигатели внутреннего сгорания при изучении курса «Динамика ДВС» дневной формы обучения.

Лабораторные работы №5 – 8 подготовил В.В. Панов, № 2 – 4 – С.Г. Драгомиров, № 7,9 – А.Н. Гоц, № 1 – А.М. Шарапов.

Ил. 39. Табл. 2. Библиогр.: 7 назв.

УДК 621.43.01.

Лабораторная работа №1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

Цель работы – изучить экспериментальные методы определения осевого момента инерции деталей двигателя.

Общие сведения

При решении многих задач динамики двигателей необходимо учитывать определенные параметры деталей: массу m , положение центра масс и осевые моменты инерции J_x .

Моменты инерции относительно различных осей необходимо знать также и при решении многих научных и технических проблем, например, при исследовании движения испытываемого тела и его устойчивости, динамическом уравнивании деталей, определении степени износа механизма и т.д.

Масса является мерой инертности при поступательном движении тела. От характера распределения массы по объему тела зависит положение центра масс. Момент инерции является мерой инертности при вращательном движении тел. Он одновременно учитывает величину массы и характер ее распределения относительно оси вращения. Осевой момент инерции играет ту же роль, что и масса при поступательном движении.

В динамике величины, аналогичные моментам инерции тела относительно оси, впервые появились в 1673 г. в работах Хр. Гюйгенса, однако понятие и термин «момент инерции» и основные теоремы были даны Эйлером в 1749 г.

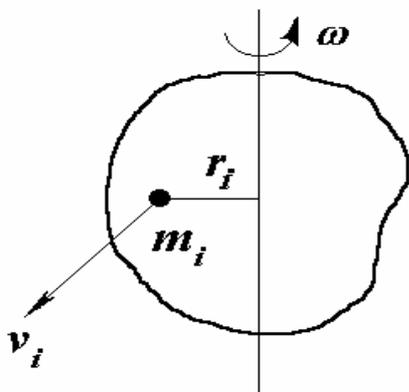


Рис. 1

Рассмотрим вращение тела произвольной формы вокруг некоторой оси O с угловой скоростью ω (рис. 1). Обозначим массу элементарной частицы m_i , а ее линейную (окружную) скорость – v_i . Кинетическая энергия тела будет равна сумме кинетических энергий

$$\text{всех его частиц } E = \sum \frac{m_i v_i^2}{2}.$$

Принимая во внимание, что $v_i = \omega r_i$,

где r_i – расстояние элементарной частицы от оси вращения,

$$\text{получим } E = \frac{\omega^2}{2} \sum m_i r_i^2 .$$

В этой формуле величина $\sum m_i r_i^2$ называется моментом инерции тела относительно оси O .

$$\text{Тогда } J_o = \sum m_i r_i^2 .$$

Математически момент инерции тела относительно оси, проведенной в теле или вне его, выражается суммой произведений массы m_i каждой материальной частицы на квадрат расстояния r_i^2 ее от данной оси:

$$J_o = \sum_{i=1}^{i=n} m_i r_i^2 .$$

Точно вычислить момент инерции можно, представив его как предел суммы бесконечно большого числа произведений бесконечно малых элементов массы dm на квадрат их расстояний от оси:

$$J_o = \int_o^m r^2 dm .$$

Размерность осевого момента в системе СИ – $\text{кг} \cdot \text{м}^2$. На практике часто используют дольные единицы $\text{кг} \cdot \text{см}^2$ и $\text{кг} \cdot \text{см}^2$ или $\text{кГ} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$.

Вычислить осевой момент инерции тела можно только в том случае, когда известны масса тела и его распределение относительно оси вращения. Моменты инерции тел правильной формы могут быть найдены расчетным путем или в специальных таблицах.

Например, (рис. 2):

- для полого и сплошного цилиндров

$$J_z = \frac{m}{2} (R^2 + r^2), \quad (1)$$

$$J_x = J_y = \frac{m}{12} (3R^2 + 3r^2 + h^2), \quad (2)$$

(для сплошного цилиндра подставляют $r=0$),

$$\text{- для тонкого стержня } J_z = \frac{mr^2}{3}, \quad (3)$$

- для кольца круглого сечения (тора)

$$J_z = m \left(R^2 + \frac{3}{4} r^2 \right), \quad (4)$$

$$J_x = m \left(\frac{R^2}{2} + \frac{5}{8} r^2 \right). \quad (5)$$

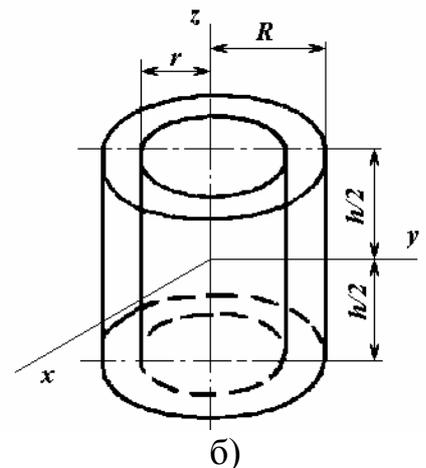
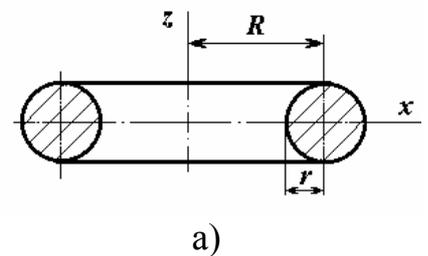


Рис. 2

Осевой момент инерции составного тела равен сумме моментов инерции отдельных частей относительно той же оси вращения. Осевой момент инерции тела относительно центральной оси (проходящей через центр масс) имеет минимальное значение.

Параллельное смещение оси вращения, проходящей через центр масс, приводит к увеличению момента инерции. По теореме Эйлера момент инерции тела относительно какой-либо оси равен моменту инерции того же тела относительно оси, ей параллельной, но проходящей через центр масс тела, плюс произведение массы тела на квадрат расстояния между осями:

$$J = J_o + mc^2 . \quad (6)$$

Осевой момент инерции тел сложной или неправильной формы на практике часто определяют экспериментальными методами.

1. Метод крутильных колебаний на унифилярном подвесе.

Как прибор для научных исследований унифиляр был введен в практику эксперимента Кулоном в 1784 г., а в практику экспериментального определения моментов инерции тел – в начале XIX века Пуассоном и в настоящее время рекомендуется всеми руководствами по теоретической и прикладной механике. Данный метод является достаточно точным: искомая величина, при надлежащей тщательности опыта, определяется с ошибкой в несколько сотых процента.

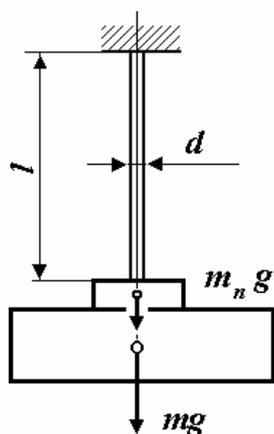


Рис. 3

Унифиляр состоит из упругого стержня (проволоки), верхний конец которого жестко закреплен (рис.2). К нижнему концу стержня прикреплено зажимное устройство (подвес), на которое помещают испытуемое тело. В некоторых случаях испытуемое тело прикрепляют непосредственно к упругому стержню. Для исключения боковых колебаний необходимо, чтобы ось стержня совпадала с осью инерции всей системы.

При повороте прибора вместе с телом вокруг оси на некоторый угол система начинает совершать крутильные колебания. Пренебрегая ввиду малости сопротивлением

воздуха и моментом инерции стержня, дифференциальное уравнение движения примет вид:

$$(J + J_n) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + M = 0, \quad (7)$$

где J – момент инерции испытуемого тела;

J_n – момент инерции подвеса;

M – восстанавливающий момент, обусловленный упругостью материала стержня.

При небольшом угле закручивания φ можно принять, что этот момент пропорционален углу закручивания:

$$M = c \varphi, \quad (8)$$

где c – коэффициент жесткости подвеса.

Подставляя значение восстанавливающего момента, получают простейшее дифференциальное уравнение крутильных колебаний:

$$(J + J_n) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + c \varphi = 0. \quad (9)$$

Решение данного уравнения позволяет получить выражение момента инерции колеблющейся системы:

$$J + J_n = \frac{c}{4\pi^2} T^2, \quad (10)$$

где T – период колебаний системы.

Если при эксперименте испытуемое тело закрепляют непосредственно на упругом стержне, то $J_n = 0$.

Коэффициент жесткости подвеса можно вычислить по формуле:

$$c = \frac{GJ_p}{l}, \quad (11)$$

где $J_p = \frac{\pi d^2}{32}$ – полярный момент инерции стержня;

d и l – диаметр и длина стержня;

G – модуль сдвига материала стержня.

Коэффициент жесткости подвеса также можно определить по формуле (10), используя найденный экспериментальным путем период крутильных колебаний тела с эталонным моментом инерции.

Чтобы избежать необходимость вычисления или опытного определения коэффициента c при определении момента инерции тела, эксперимент проводят так, чтобы этот коэффициент не входил в окончательную рабочую формулу.

Для этого опыт проводят дважды. В первом опыте к подвесу прикрепляют эталон, т.е. тело, момент инерции J_0 , которого известен, и

измеряют период крутильных колебаний T_3 . Вес эталона должен быть приблизительно равен весу испытуемого тела.

Для упрощения вычислений в качестве эталона обычно применяют тело цилиндрической формы, момент инерции которого определяется как

$$J_3 = \frac{mr^2}{2}.$$

Во втором опыте на том же подвесе закрепляют испытуемое тело и измеряют период крутильных колебаний T .

Тогда согласно формуле (10) можно написать:

$$J_3 = \frac{c}{4\pi^2} T_3^2 \quad \text{и} \quad J = \frac{c}{4\pi^2} T^2,$$

откуда
$$J = J_3 \frac{T^2}{T_3^2}. \quad (12)$$

Впервые этот способ был предложен в Англии еще в XIX веке, и многие исследователи называют его «английским способом».

2. Метод физического маятника.

Физический маятник это твердое тело, имеющее возможность свободно вращаться на оси под действием силы тяжести. Физический маятник широко используется для изучения ряда физических явлений, а также свойств материалов. Экспериментальное определение моментов инерции методом маятниковых колебаний испытуемого тела впервые предложено де Прони в 1800 г. В настоящее время этот метод нашел широкое применение в прикладной механике.

Методика опыта и применяемые для вычисления расчетные формулы разнообразны. Однако при всех модификациях момент инерции определяют по периоду малых колебаний физического маятника.

Твердое тело (физический маятник) (рис.4) подвешено на неподвижной горизонтальной оси O (ось подвеса), относительно которой оно может качаться. Трением и сопротивлением воздуха ввиду их малости можно пренебречь.

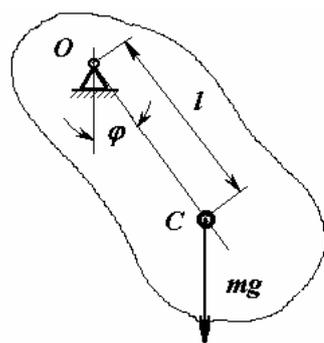


Рис.4

Отклоним маятник на некоторый угол φ_0 от равновесного положения и отпустим без начальной скорости.

Дифференциальное уравнение движения маятника по теореме моментов для вращающегося твердого тела:

$$J \frac{d\varphi^2}{dt^2} = -mgc \cdot \sin \varphi, \quad (13)$$

где J – момент инерции тела относительно оси вращения;

$c = OC$ – расстояние от оси подвеса от центра масс;

m – масса тела;

g – ускорение свободного падения.

Если угол φ небольшой, то можно считать $\sin \varphi = \varphi$, тогда

$$J \frac{d\varphi^2}{dt^2} = -mgc \cdot \varphi.$$

Решая данное дифференциальное уравнения, определяем период колебания физического маятника:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J}{mgc}}. \quad (14)$$

Если положение центра масс хорошо известно, а вес (mg) измерен на точных весах, то для определения момента инерции тело подвешивают на неподвижной горизонтальной оси так, чтобы оно могло качаться под действием собственного веса без особого трения. Повернув тело вокруг своей оси подвеса на $5 - 8^\circ$, выводят его из равновесия и отпускают без начальной скорости. Измерив секундомером продолжительность $20 - 50$ колебаний, вычисляют период одного полного малого колебания, а затем момент инерции относительно оси подвеса по формуле

$$J = \frac{T^2}{4\pi^2} mgc. \quad (15)$$

Очень часто момент инерции испытуемого тела вычисляют относительно центральной оси, параллельной оси подвеса. Тогда согласно теореме о параллельных осях момент инерции относительно оси, проходящей через центр масс, выражается формулой

$$J_o = \frac{T^2}{4\pi^2} mgc - mc^2. \quad (16)$$

3. Метод трехнитяного подвеса.

При различных экспериментах в физике и технике применяют подвешивания на гибких нитях или лентах, верхние концы которых закреплены неподвижно, а нижние прикреплены к испытуемому телу или прибору. Такая система, выведенная из состояния равновесия, совершает колебания, поэтому нитяные подвесы часто называют нитяными маятниками.

В зависимости от числа нитей данные маятники имеют собственные названия. Подвес на двух нитях называют бифилярным подвесом, или бифиляром (от лат. *bis* – дважды + лат. *filum* – нить), трехнитяный под-

вес - трифиляром. Трехнитяные, четырехнитяные и повесы с большим числом нитей называют мультифилярами (от лат. *multum* – много + лат. *filum* – нить).

Первый бифилярный подвес для определения моментов инерции был применен по предложению Гаусса в 1837 г. В 1915 г. в лаборатории Н.Е. Жуковского (МВТУ) трифиляр был применен для определения момента инерции артиллерийской гранаты. В последующие годы многонитяные подвесы неоднократно применялись для определения

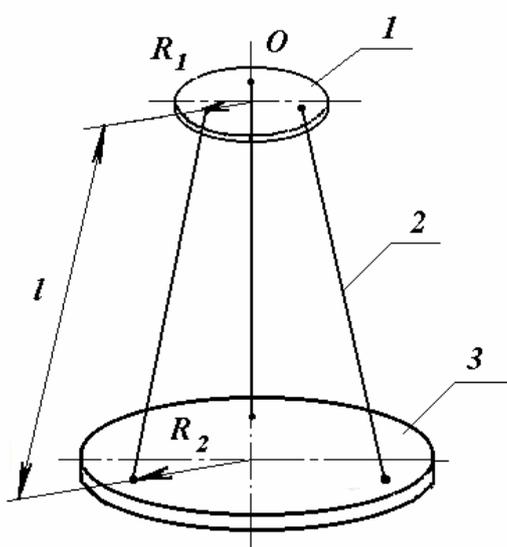


Рис. 3

моментов инерции различных тел. Рассмотрим метод трифилярного подвеса. К неподвижному диску 1 на трех нитях 2 прикреплена деталь 3 (маховик) (рис. 3). Нити равноудалены от оси *O*, проходящей через центр масс детали. Если деталь повернуть относительно центральной оси *O* на некоторый угол и отпустить без начальной скорости, то она начнет совершать крутильные колебания. Между моментом инерции детали 3, относительно оси *O* и периодом колебаний, существует зависимость

$$J = \frac{T^2 mg R_1 R_2}{4\pi^2 l}, \quad (17)$$

где *T* – период колебания детали;

m – масса детали;

*R*₁ – расстояние от центральной вертикальной оси до точек крепления нитей на верхнем диске;

*R*₂ – расстояние от центральной вертикальной оси до точек крепления нитей на нижнем диске;

l – длина нити.

Следует отметить, что этот метод дает достаточно достоверные результаты только при малых колебаниях испытуемого тела (при угле закрутки $5 \div 10^\circ$).

Порядок выполнения работы.

1. Определить осевой момент инерции маховика аналитическим методом. Для этого:

- а) условно разбить маховик на части, имеющие правильную геометрическую форму;
- б) определить размеры и массу каждой части;
- в) рассчитать момент инерции каждой части по формуле (1);
- г) найти осевой момент инерции всего маховика.

При расчетах можно не учитывать вес зубчатого венца, считая, что он компенсируется сверлениями и отверстиями в маховике.

2. Определить осевой момент инерции маховика экспериментальным методом. Для этого:

- а) путем взвешивания определить вес маховика с точностью ± 1 г;
- б) измерить длину нитей l и расстояния R_1 и R_2 от центральной вертикальной оси до точек подвеса маховика с точностью $\pm 0,5$ мм;
- в) повернуть маховик на угол $\varphi = 5...10^\circ$ и предоставить ему возможность свободно колебаться; определить время 20 полных колебаний маховика и по результатам трех повторных опытов подсчитать среднее значение одного полного колебания T ;
- г) по формуле (17) подсчитать момент инерции маховика.

3. Сравнить результаты, полученные аналитическим и экспериментальным методами. Определить погрешность каждого метода.

4. По заданию преподавателя определить момент инерции выбранной детали двигателя методом крутильных колебаний на унифилярном подвесе и методом физического маятника. Сравнить результаты, полученные разными методами. Оценить их погрешности.

Контрольные вопросы

1. Что является мерой инертности тела при поступательном движении? При вращательном движении?
2. Что называется осевым моментом инерции тела относительно оси вращения?
3. Какова размерность осевого момента инерции?
4. Какие существуют методы определения моментов инерции тела?
5. От чего зависит величина осевого момента инерции тела?
6. Объясните методику экспериментального определения момента инерции тела методом крутильных колебаний на унифилярном подвесе.
7. Как выбирается диаметр и длина стержня (нити) унифиляра?

8. Объясните методику экспериментального определения момента инерции тела методом физического маятника.

9. Объясните методику экспериментального определения момента инерции тела методом трехнитяного подвеса.

Лабораторная работа №2

ПРИВЕДЕНИЕ МАСС ШАТУНА

Цель работы – изучить методы приведения масс шатуна и экспериментально определить:

- положение центра массы шатуна;
- массы шатуна, отнесенные к оси поршневого пальца и к оси кривошипной головки.

Общие сведения

Для определения сил инерции, действующих в кривошипно-шатунном механизме, необходимо знать массы движущихся деталей. Для упрощения динамического расчета обычно действительные массы движущихся деталей заменяют системой динамически эквивалентных сосредоточенных масс. Этот процесс носит названия приведения масс.

Все движущиеся детали кривошипно-шатунного механизма по характеру их движения можно разделить на три группы.

1. Детали, совершающие прямолинейное возвратно-поступательное движение. К ним относятся детали поршневой группы (поршень, поршневые кольца и др.) с общей массой m_n .

2. детали, совершающие вращательное движение. К ним относится кривошип со всеми его элементами. Массу неуравновешенных частей кривошипа m_k заменяют массой, приведенной к радиусу кривошипа.

3. Детали, совершающие сложное плоскопараллельное движение. К ним относятся детали шатунной группы (шатун с вкладышами и болтами нижней головки и втулкой верхней головки) с массой $m_{ш}$.

Для упрощения инженерных расчетов массу шатуна условно заменяют двумя массами:

- массой $m_{инп}$, сосредоточенной на оси поршневого пальца и совершающей возвратно-поступательное движение вместе с массой m_n ;
- массой $m_{шк}$, сосредоточенной на оси шатунной шейки и совершающей вращательное движение вместе с массой m_k .

Для получения динамической эквивалентности заменяющей системы необходимо выполнить следующие условия (рис.1):

- 1) сумма эквивалентных масс должна быть равна массе шатуна

$$m_{ш} = m_{шн} + m_{шк};$$

(1)

2) общий центр тяжести заменяющих масс должен совпадать с центром масс шатуна, т.е.

$$\sum m_i l_i = 0 \quad \text{или}$$

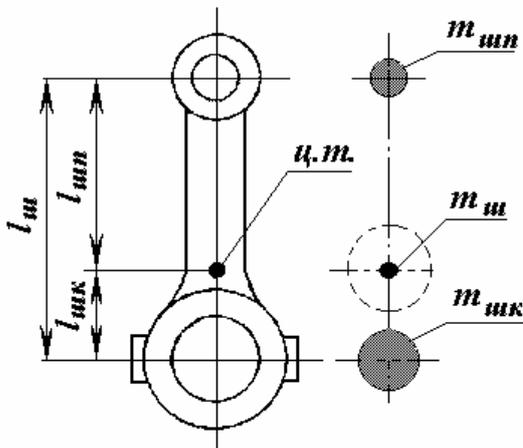


Рис. 1

(2)

$$m_{шн} l_{шн} - m_{шк} l_{шк} = 0;$$

(3)

3) сумма моментов инерции заменяющих сосредоточенных масс относительно центра масс шатуна должна быть равна моменту инерции общей массы шатуна относительно той же точки

$$m_{шн} l_{шн}^2 + m_{шк} l_{шк}^2 = l_{шн} l_{шк} m_{ш}. \quad (4)$$

Для существующих шатунов последнее условие, как правило, не

выполняется, т.е.

$$m_{шн} l_{шн}^2 + m_{шк} l_{шк}^2 - l_{шн} l_{шк} m_{ш} \neq 0. \quad (5)$$

Это объясняется неадекватностью двухмассовой замещающей системы реальным шатунам. Однако числовые значения этой разницы очень незначительны и практически на точность расчетов не сказываются. Поэтому третьим условием обычно пренебрегают. Из первых двух условий следует:

$$m_{шн} = m_{ш} \frac{l_{шк}}{l_{ш}}, \quad (6)$$

$$m_{шк} = m_{ш} \frac{l_{шн}}{l_{ш}}. \quad (7)$$

Таким образом, для точного определения величины приведенных масс $m_{шн}$ и $m_{шк}$ необходимо знать величину отрезков $l_{шн}$ и $l_{шк}$, т.е. положение центра масс шатуна. Значения приведенных масс шатуна можно определить аналитическим путем или экспериментальными методами.

Аналитические методы применяются в процессе разработки двигателя когда реальный шатун отсутствует и имеется лишь его чертеж. В этом случае шатун разбивается на отдельные элементы, масса и положение центра массы которых определяются по чертежу. Затем известными методами строятся многоугольник сил и веревочный

многоугольник, откуда определяется положение центра масс шатуна, и далее находятся массы $m_{\text{шн}}$ и $m_{\text{шк}}$.

Экспериментальные методы применяются для приведения масс существующих шатунов. К этим методам относятся методы взвешивания и качания.

По методу взвешивания предварительно взвешенный шатун устанавливается верхней и нижней головками на призмы, одна из которых находится на чаше весов, как показано на рис. 2.

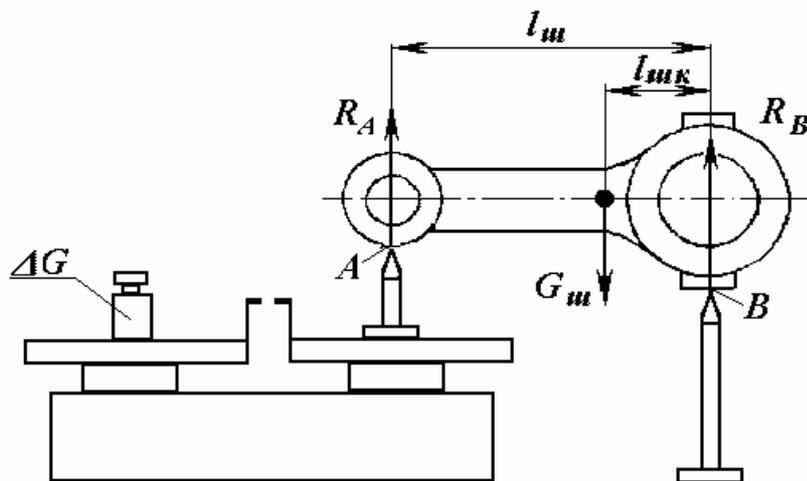


Рис. 2

Добавлением соответствующего груза ΔG на чашу весов приводят их в состояние равновесия. Шатун при этом будет находится в равновесном горизонтальном положении под действием силы тяжести шатуна $G_{\text{ш}}$ и реакциями R_A и R_B , действующих в точках A и B .

Учитывая, что $R_A = \Delta G$ и $l_{\text{ш}} = l_{\text{шн}} + l_{\text{шк}}$, составляя уравнения моментов действующих сил относительно точки B , получим

$$\sum M_B = 0 \text{ или } R_A l_{\text{ш}} - G_{\text{ш}} l_{\text{шк}} = 0,$$

откуда

$$l_{\text{шк}} = \frac{R_A}{G_{\text{ш}}} l_{\text{ш}}, \quad (8)$$

$$l_{\text{шн}} = \left(1 - \frac{R_A}{G_{\text{ш}}}\right) l_{\text{ш}}. \quad (9)$$

Зная $l_{\text{шн}}$ и $l_{\text{шк}}$, по формулам (6) и (7) находят приведенные массы $m_{\text{шн}}$ и $m_{\text{шк}}$.

Метод качания основан на применении теории малых колебаний физического маятника. По этому методу путем качания шатуна находят

положение его центра масс, а затем по формулам (6) и (7) – приведенные массы $m_{ин}$ и $m_{шк}$.

В первом опыте шатун подвешивают на поршневую головку, опирая его на призму в точке C (рис.3), сообщив ему малые колебания, опытным путем определяют период колебаний T_C . Во втором – шатун подвешивают

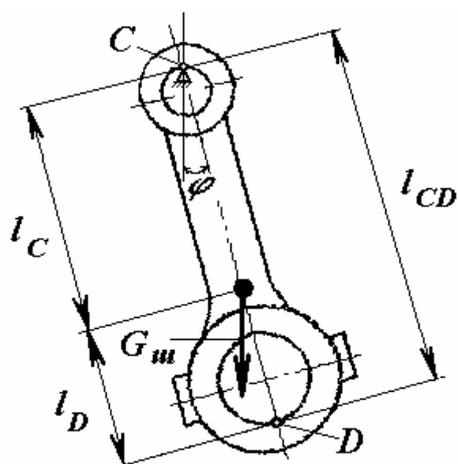


Рис. 3

на кривошипную головку, опирая его на призму в точке D , и аналогично измеряют период колебаний T_D .

Следует отметить, что у физического маятника изохронными являются только малые колебания. Поэтому при экспериментальном определении частоты колебаний шатун должен отклоняться от вертикали на угол не более $5...10^\circ$. По значениям T_C и T_D , а также зная расстояние между точками подвеса l_{CD} , находят положение центра масс шатуна по формуле:

$$l_C = l_{CD} \frac{4\pi^2 l_{CD} - T_D^2 g}{8\pi^2 l_{CD} - (T_C^2 + T_D^2)g}. \quad (10)$$

Определив по формуле (10) l_C и $l_D = l_{CD} - l_C$, находят затем по геометрическим размерам шатуна длины $l_{ин}$ и $l_{шк}$, а по формулам (6) и (7) – искомые массы $m_{ин}$ и $m_{шк}$.

При приближенных вычислениях ориентировочно значения приведенных масс шатуна могут быть приняты на основании статистических данных по существующим конструкциям

$$m_{ин} = (0,2...0,3)m_{ш}, \quad (11)$$

$$m_{шк} = (0,7...0,8)m_{ш}.$$

Обычно для бензиновых двигателей $m_{ин} \approx 0,25m_{ш}$,

а для дизелей $m_{ин} \approx 0,3m_{ш}$. (12)

Порядок выполнения работы

1. Определить вес шатуна, а затем вычислить его массу.
2. Установив шатун верхней и нижней головкой на призмы, уравновесить чаши весов до горизонтального положения шатуна (рис. 2).

По величине груза ΔG определить с помощью формулы (8) длину $l_{шк}$, а затем по формулам (6) и (7) – массы $m_{шп}$ и $m_{шк}$.

3. Определить центр тяжести шатуна по методу качания. Подвешивая шатун на призме, сначала за поршневую, затем за кривошипную головку, определить периоды полных колебаний T_C и T_D . При колебаниях шатун должен отклоняться от вертикального положения на угол $5...10^\circ$. Период колебаний шатуна (время двойного размаха) определяется с помощью секундомера как среднее из 10...20 колебаний. Опыт повторить 3 раза.

По формуле (10) определить l_C , а затем l_D и найти центр масс шатуна. Вычислить получаемые при этом приведенные массы $m_{шп}$ и $m_{шк}$.

4. Результаты опытов по методам взвешивания и качания занести в таблицу. Сравнить результаты, полученные по обоим методам, между собой и со статистическими данными, полученным по формуле (12). Оценить точность полученных результатов.

Метод определения	Координаты центра масс, м		Приведенные массы, кг	
	$l_{шп}$	$l_{шк}$	$m_{шп}$	$m_{шк}$
Взвешивание				
Качания				
По статистическим данным				

Контрольные вопросы

1. Какие силы действуют в кривошипно-шатунном механизме?
2. Назовите составляющие силы инерции движущихся масс.
3. От чего зависит величина сил инерции?
4. Что называется приведением масс шатуна?
5. С какой целью осуществляется приведение масс шатуна?
6. Какие существуют методы приведения масс шатуна?
7. Как приводятся массы шатуна по методу взвешивания?
8. Как приводятся массы шатуна по методу качания?
9. Как ориентировочно определить величину приведенных масс шатуна?
10. Назовите пути снижения погрешностей, допускаемых при экспериментальных методах определения приведенных масс шатуна.

Лабораторная работа №3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ХОДА ДВИГАТЕЛЯ НА УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ

Цель работы – изучить условия неравномерности хода двигателя на установившемся режиме и экспериментально определить степень неравномерности хода двигателя при его работе в стендовых условиях.

Общие сведения

В реальном двигателе угловая скорость вращения коленчатого вала не является постоянной даже на установившемся режиме его работы и колеблется от цикла к циклу. Это объясняется изменением величины индикаторного крутящего момента M_i , который, в свою очередь, изменяется из-за циклического характера рабочих процессов двигателя.

При неравномерном вращении коленчатого вала условие равновесия приложенных к нему моментов выражается уравнением

$$M_i = M_{\text{сопр}} + J_o \frac{d\omega}{dt},$$

где $M_{\text{сопр}}$ - суммарный момент сопротивления, учитывающий механические потери в двигателе и сопротивление движению автомобиля или трактора;

J_o - момент инерции всех вращающихся масс двигателя, приведенных к оси коленчатого вала; $\frac{d\omega}{dt}$ - угловое ускорение коленчатого вала.

Индикаторный крутящий момент M_i является суммой моментов от сил давления газов M_r и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс M_j . Для оценки равномерности изменения крутящего момента используют коэффициент неравномерности крутящего момента μ :

$$\mu = \frac{M_{i \max} - M_{i \min}}{M_{i \text{ср}}}$$

и степень неравномерности крутящего момента K

$$K = \frac{M_{i \max} - M_{i \min}}{M_{i \text{ср}}}.$$

Здесь $M_{i\max}, M_{i\min}, M_{icp}$ - соответственно максимальное, минимальное и среднее значение индикаторного крутящего момента за рабочий цикл двигателя.

Величина M_{icp} зависит от тактности двигателя и величины газовых сил. На изменение моментов $M_{i\max}$ и $M_{i\min}$ влияет, главным образом, момент M_j .

Поскольку характеры изменения индикаторного крутящего момента M_i и суммарного момента M_{conp} сопротивления двигателя не одинаковы, угловая скорость ω вращения коленчатого вала переменна.

Изменение угловой скорости ω за цикл характеризуется коэффициентом δ - степенью неравномерности вращения коленчатого вала (степенью неравномерности хода двигателя):

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}},$$

где $\omega_{max}, \omega_{min}, \omega_{cp}$ - соответственно максимальная, минимальная и средняя угловые скорости вращения коленчатого вала в течении одного рабочего цикла двигателя при установившемся режиме.

С достаточной для практики точностью можно считать

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} = \frac{\pi n}{30}.$$

Тогда

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}} = \frac{\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2}{2\omega_{cp}^2}.$$

Величина коэффициента δ изменяется в пределах:

- для автомобильных двигателей $\delta=0,01...0,02$;
- для тракторных двигателей $\delta=0,003...0,01$.

При расчетах двигателя, в частности маховика, величиной δ задаются в пределах указанных значений. На практике δ определяют экспериментальным путем.

В лаборатории динамики двигателей для этой цели используется специальная измерительная система (рис. 1).

В ее состав входят:

- прямозубая шестерня 1, устанавливаемая на хвостовике коленчатого вала;
- индуктивный датчик 2, установленный вблизи зубьев шестерни 1;
- электронный формирователь импульсов 3;
- электронный преобразователь 4 «частота-напряжение»;
- регистрирующее устройство 5.

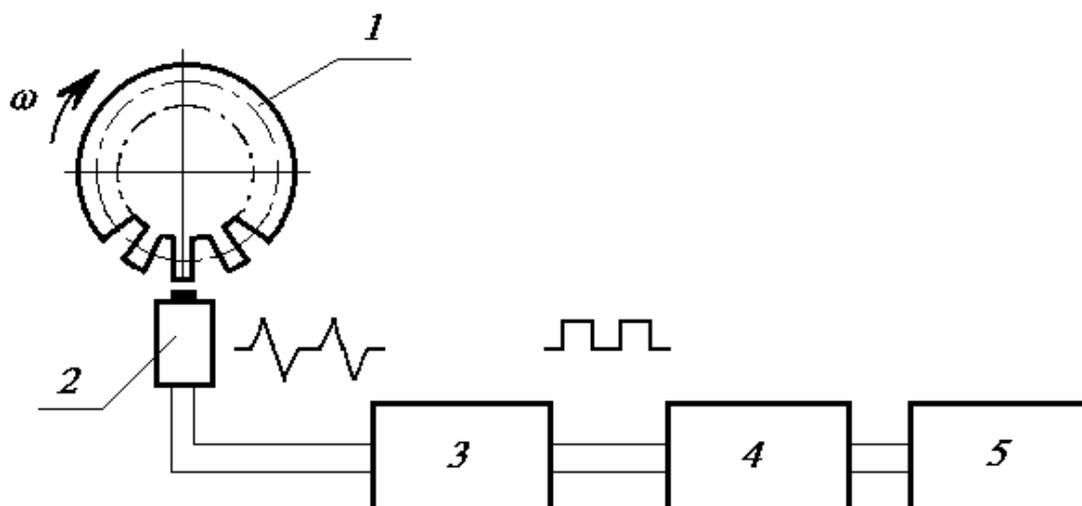


Рис. 1

При вращении коленчатого вала в обмотке датчика 2 наводятся импульсы напряжения с частотой следования

$$f = \frac{nz}{60},$$

где n – частота вращения коленчатого вала; z – количество зубьев шестерни.

Выходной сигнал датчика 2 поступает на вход формирователя 3, который преобразует треугольные импульсы от датчика в прямоугольные. Далее эти импульсы подаются на вход преобразователя 4 «частота-напряжение», выходной сигнал U которого пропорционален угловой скорости вала. От преобразователя 4 сигнал поступает на регистрирующее устройство – осциллограф или через АЦП на экран персонального компьютера. Расшифровка полученных осциллограмм позволяет определить колебания угловой скорости вала ω и вычислить степень неравномерности вращения коленчатого вала δ .

На рис. 2 приведен пример осциллограммы для установившегося режима работы двигателя.

Порядок выполнения работы

1. Изучить установку на моторном стенде измерительной системы для определения неравномерности вращения вала двигателя.

2. Запустить и прогреть двигатель.

3. Вывести двигатель на установившийся скоростной режим $(0,6 \dots 0,8)n_{ном}$, проверить работу измерительной схемы и осциллографа.

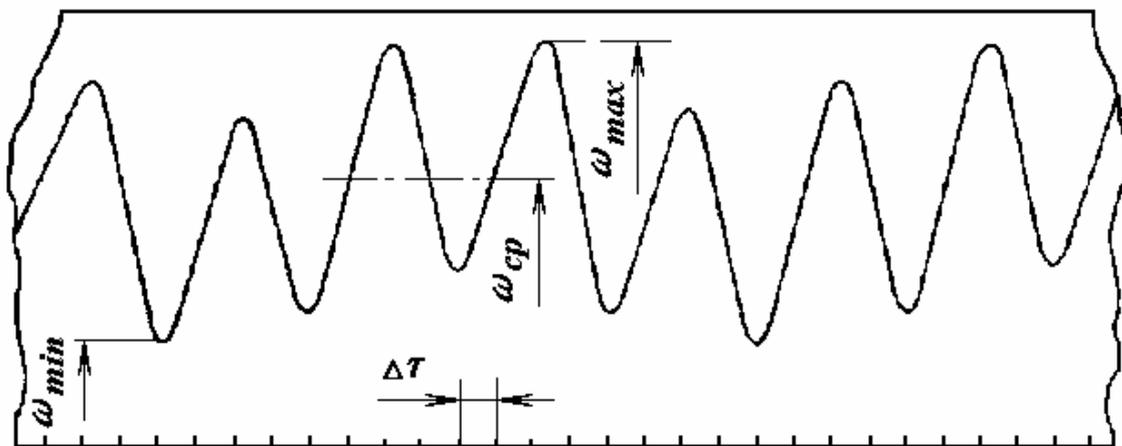


Рис. 2

4. Провести запись выходного сигнала измерительной схемы на осциллограф, фиксируя при этом среднюю частоту вращения коленчатого вала двигателя по цифровому тахометру.

5. Увеличить (уменьшить) среднюю частоту вращения вала двигателя на $20 \dots 50 \text{ мин}^{-1}$ и произвести запись выходного сигнала измерительной схемы вторично.

6. По полученным осциллограммам для двух режимов определить ω_{cp} и рассчитать цену показаний осциллографа в мм/мин^{-1} .

7. Определить по осциллограммам для двух режимов значения ω_{min} и ω_{max} . Вычислить величину δ для этих режимов.

8. Сравнить полученные результаты со средними статистическими данными и сделать вывод по проведенной работе.

Контрольные вопросы

1. Чем объясняется изменение угловой скорости коленчатого вала ω в процессе работы двигателя?

2. Как записывается условие равновесия моментов, приложенных к коленчатому валу двигателя?

3. В зависимости от каких факторов изменяется индикаторный крутящий момент двигателя?

4. Как рассчитывается степень неравномерности вращения коленчатого вала двигателя δ ?

5. Что такое коэффициент неравномерности крутящего момента μ ?

6. Что такое степень неравномерности крутящего момента K ?

7. Каковы пределы изменения степени неравномерности вращения коленчатых валов для автомобильных и тракторных двигателей?

Лабораторная работа №4

ИЗУЧЕНИЕ ВИБРАЦИЙ ДВИГАТЕЛЯ В СТЕНДОВЫХ УСЛОВИЯХ

Цель работы – изучить условия возникновения вибраций поршневого двигателя, ознакомиться с аппаратурой для измерения вибрации и экспериментально определить уровень вибрации в различных точках двигателя при его работе в стендовых условиях.

Общие сведения

Колебания поршневого двигателя, установленного на упругих опорах возникают вследствие:

- действия переменного по величине опрокидывающего момента;
- неуравновешенности сил инерции и моментов от сил инерции движущихся масс кривошипно-шатунного механизма;
- изгибных и крутильных колебаний коленчатого вала;
- действия переменных по величине сил давления газов в цилиндрах двигателя;
- внешних возбуждений, передаваемых двигателю со стороны дороги через раму транспортного средства, на котором установлен двигатель.

Рассмотрим возникновение колебаний двигателя на установившемся режиме его работы при неподвижной раме транспортного средства. Угловая скорость коленчатого вала и крутящий момент представляют собой периодические функции времени, период которых целое число раз укладывается в длительности рабочего цикла двигателя.

Сила инерции P_j поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма одного цилиндра, направленная вдоль оси цилиндра

$$P_j = -m_j R \omega^2 (\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t),$$

где m_j – приведенная к оси поршневого пальца масса поршневого комплекта и часть массы шатуна; R – радиус кривошипа; λ – отношение радиуса кривошипа R к длине шатуна L ($\lambda = \frac{R}{L}$); ω – угловая скорость вращения коленчатого вала; t – время.

Сила инерции P_y вращающихся масс кривошипно-шатунного механизма одного цилиндра, направленная вдоль радиуса кривошипа, определится по выражению

$$P_y = -m_e R \omega^2,$$

где m_e – приведенная к оси шатунной шейки масса части шатуна и неуравновешенных масс кривошипа.

Крутящий момент $M_{кр}$, развиваемый одним цилиндром двигателя можно рассчитать по приближенной формуле:

$$M_{кр} = -(P_2 + P_j)R(\sin \omega t + \frac{\lambda}{2} \sin 2\omega t),$$

где P_2 – сила давления газов на поршень.

Кроме этого, даже у кинематически уравновешенного двигателя имеет место технологическая неуравновешенность, связанная с неточностью балансировки деталей двигателя в производстве. Наличие дисбаланса вращающихся деталей приводит к возникновению силы, частота которой совпадает с частотой вращения коленчатого вала.

Часто источником вибрации является механизм газораспределения. Наиболее сильные вибрации наблюдаются у крышки клапанного механизма и распределительных шестерен. У бензиновых двигателей вибрации могут вызываться также пропусками зажигания в отдельных цилиндрах.

Таким образом, рассмотренная система силовых факторов в двигателях дает представление о частотном спектре колебаний поршневого двигателя. На установившемся режиме работы на него действует полигармоническое силовое возбуждение с составляющими гармониками, частоты которых кратны или равны частоте вращения коленчатого вала.

Колебания поршневого двигателя могут однозначно характеризоваться частотой вибраций и виброускорение (виброскоростью, виброперемещением). Единицами измерения этих параметров в Международной Системе Единиц являются:

- частота вибраций – Гц;
- виброускорение – м/с^2 ;
- виброскорость - м/с ;
- виброперемещение – м.

Часто для оценки уровня виброускорения применяют единицу нормального ускорения свободного падения ($g = 9,80665 \text{ м/с}^2$).

Величины параметров вибраций двигателя существенно зависят от места их измерения. Экспериментально установлено, что наибольшие колебания автомобильный двигатель совершает в направлении вертикальной, меньшие – в поперечной и наименьшие – в продольной осях. Общий частотный диапазон вибраций двигателя очень широк и лежит в пределах 2...10000 Гц. Уровень виброускорений может изменяться от 4 до 100 м/с^2 (0,4...10g) и далее достигать 160 м/с^2 (16g).

Так как аналитическое определение вибраций двигателя весьма сложно, то наиболее часто используется экспериментальный метод определения параметров вибраций двигателя.

Задача экспериментальных исследований вибраций двигателя состоит в определении параметров вибрации в различных точках двигателя (особенно навесных элементов – фильтров, насосов и др.) на всех возможных скоростных режимах.

Для измерения параметров вибраций используется специальная виброаппаратура. В нее входят, как правило, вибродатчик, измерительный усилитель, частотный фильтр, регистрирующий прибор.

Вибродатчики (акселерометры) выполняются обычно на основе пьезоэлектрических преобразователей, достоинствами которых являются малые габариты, простота конструкции, надежность в работе, возможность измерения быстропеременных величин.

Типичная конструкция пьезоэлектрического вибродатчика представлена на рис. 1. Все элементы датчика крепятся к основанию 1, выполненному из титана. Преобразователь 2 состоит из двух включенных

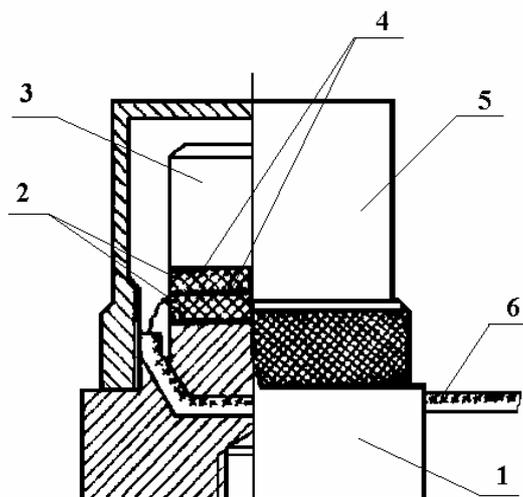


Рис. 1

параллельно пьезоэлементов из кварца. Для уменьшения габаритов датчика инерционная масса 3 изготовлена из легкообрабатываемого сплава с высокой плотностью (18 г/см^3). Сигнал с кварцевых пластин снимается при помощи вывода из латунной фольги 4, соединенного с кабелем 6, который крепится к основанию при помощи пайки. Датчик закрывается крышкой 5, навинчиваемой на основание. На основании 1 нарезана резьба для крепления датчика на объекте измерения. Масса такого датчика – несколько десятков граммов. Рабочий диапазон измерений – $1 \dots 150 \text{ м/с}^2$.

В лаборатории динамики ДВС для виброизмерений используется виброметр марки ВР-1, состоящий из комплекта вибродатчиков и измерительного прибора ПИ-19. Виброметр предназначен для измерения

среднеквадратичного значения виброускорения, виброскорости и виброперемещения. Частотный диапазон измеряемых величин составляет:

- виброускорения – 1,4...8000 Гц;
- виброскорости - 1,4...2800 Гц;
- виброперемещения - 1,4...8000 Гц.

Основная относительная погрешность измерения – не более $\pm 15\%$.

Виброметр ВМ-1 может питаться от сети переменного тока с напряжением 220 В или от батарейного источника постоянного тока напряжением 12 В и током не менее 250 мА.

Измеритель ВМ-1 состоит из следующих конструктивно и функционально законченных узлов (рис.2):

- вибродатчика 1;
- предусилителя 2;
- одинарного 3(I) и двойного 3(II) интеграторов;
- усилителя 4;
- фильтра 5;
- детектора 6;
- стрелочного прибора 7.

От вибродатчика измеряемый сигнал через гнездо «Вход» поступает на предусилитель. Коэффициент передачи предусилителя может устанавливаться различным в зависимости от величины входного сигнала.

Переключение коэффициента передачи предусилителя производится с помощью переключателя «Делитель 1».

При измерении виброускорения сигнал, минуя интеграторы 3(I) и 3(II), через контакты переключателя «Ускорение m/s^2 » поступает на входной делитель напряжения «Делитель 1». После входного делителя напряжения сигнал поступает на усилитель. Коэффициент передачи делителя регулируется потенциометром «Калибровка усиления».

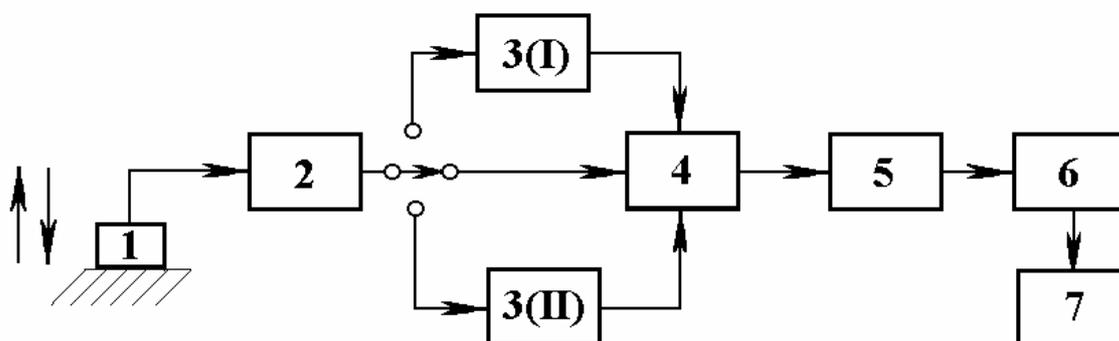


Рис. 2

Далее сигнал поступает на фильтры, частоту пропускания которых можно задавать переключением кнопок «Фильтры». При нерабочем положении кнопок переключателя «Фильтры Hz», виброметр имеет максимально широкую полосу пропускания.

После фильтра сигнал поступает на детекторы действующих или амплитудных значений. Детектор действующих значений представляет собой преобразователь переменного напряжения в постоянный ток, пропорциональный действующему значению измеренного сигнала. Детектор амплитудных значений позволяет измерять двойную амплитуду сигнала. Оба детектора работают на стрелочный указатель уровня типа М 4220, имеющий три шкалы: две, отградуированные в безразмерных единицах, и одну, отградуированную в децибелах.

При измерении виброскорости в измерительный тракт виброметра включается интегратор З(І), диапазоны которого переключаются кнопками «Скорость mm/s» в зависимости от частоты измеряемого сигнала.

При измерении виброперемещения вместо интегратора виброскорости в измерительный тракт включается двойной интегратор З(ІІ). Диапазоны интегрирования интегратора виброперемещения переключаются кнопками «Перемещение μm ».

В виброметре имеется калибровочный генератор синусоидального напряжения, питание которого включается кнопкой «Калибр».

Порядок выполнения работы

1. Изучить принцип действия и конструкцию виброметра ВМ-1.
2. Ознакомиться с назначением органов управления прибором, подготовить прибор к работе.
3. Проверить работоспособность прибора, прохождение сигнала от датчика к стрелочному указателю уровня.
4. Установить вибродатчик в определенную точку на двигателе (по указанию преподавателя). Подготовить измеритель к работе.
5. Запустить и прогреть двигатель на моторном стенде. В выбранном диапазоне скоростных режимов работы двигателя через определенные интервалы частоты вращения коленчатого вала произвести замеры виброускорения (виброскорости, виброперемещения).
6. Изменить установку вибродатчика (по указанию преподавателя) и повторить замеры виброускорения (виброскорости, виброперемещения) на тех же скоростных режимах.
7. При проведении измерений вибраций бензинового двигателя отключить зажигание одного из цилиндров на выбранном скоростном

режиме и оценить изменение параметров вибраций. То же самое проделать еще на нескольких скоростных режимах. Записать результаты измерений.

8. Результаты экспериментов занести в таблицу. По полученным данным построить графики зависимостей виброускорения (виброскорости, виброперемещения) в различных точках двигателя от частоты вращения коленчатого вала двигателя, а также при отключенном зажигании одного из цилиндров. Выполнить анализ полученных результатов.

Контрольные вопросы

1. Каковы причины, вызывающие вибрации двигателя?
2. Каков частотный диапазон вибраций двигателя?
3. Каков уровень виброускорений в различных точках двигателя?
4. В каких единицах измеряется виброускорение (виброскорость, виброперемещение) ?
5. Как устроен и работает вибродатчик?
6. Опишите структуру и принцип действия виброметра.

Лабораторная работа №5

ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

Цель работы – изучить методы экспериментального исследования жесткости деталей привода клапана и определить его частоту собственных колебаний.

Общие сведения

Одна из существенных особенностей механизма газораспределения двигателя заключается в том, что наиболее ответственная деталь этого механизма – клапан расположена в конце длинной цепи передаточных звеньев. Поэтому движение, которое задается кулачком толкателю, воспроизводится клапаном со значительными искажениями. Основным источником этих искажений – упругие колебания привода клапана, обуславливающие повышенные нагрузки в механизме, ускоренный износ деталей и существенное сужение фаз газораспределения.

Приближенно низшая частота собственных колебаний привода клапана (рис. 1) определяется по формуле

$$\nu = \sqrt{\frac{(c + c_n)}{M}},$$

где c - жесткость привода клапана; c_n - жесткость клапанных пружин; M – масса деталей механизма, участвующих в колебании.

Под жесткостью привода клапана понимают отношение силы, нагружающей механизм, к величине деформации привода. Жесткость механизма, приведенная к оси клапана, определяется по формуле:

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_{кор}} + \frac{(i+1)^2}{c_o} + i^2 \left(\frac{1}{c_{ш}} + \frac{1}{c_в} \right),$$

где $c_{кор}$ - жесткость коромысла; c_o - жесткость оси коромысла; $c_{ш}$ - жесткость штанги толкателя; $c_в$ - жесткость пролета распределительного вала; i - передаточное отношение коромысла.

Жесткость привода клапана определяется при статическом нагружении по схеме, показанной на рис. 2.

При нагружении механизма силой P определяются деформации с помощью индикаторов часового типа с ценой деления

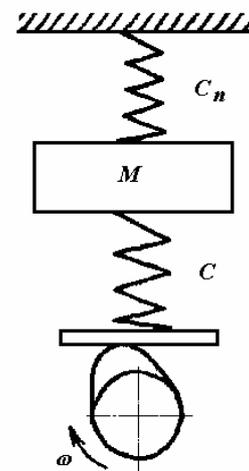


Рис. 1

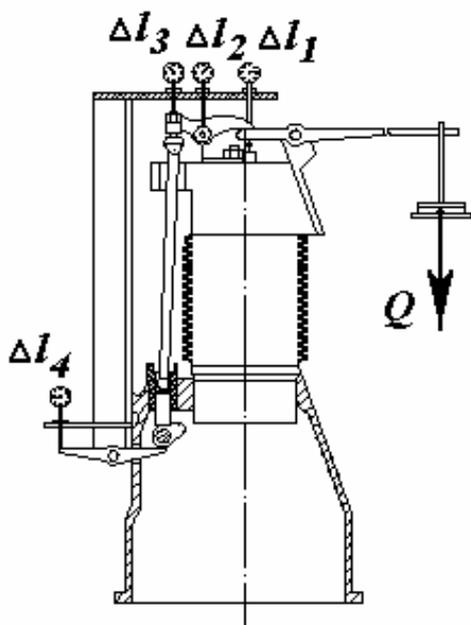


Рис. 2

0,01 мм: Δl_1 - общая деформация; Δl_2 - деформация оси коромысла со стойкой; Δl_3 - деформация штанги толкателя и распределительного вала; Δl_4 - деформация (прогиб) распределительного вала (передаточное отношение рычага индикатора l_4 равно 1). Приведенные к оси клапана деформации деталей механизма (рис. 3)

- коромысла

$$\Delta l_{кор} = \Delta l_1 - \Delta l_2(i + 1) - \Delta l_3 i,$$

- оси коромысла со стойкой

$$\Delta l_o = \Delta l_2(i + 1),$$

- штанги толкателя

$$\Delta l_{ш} = (\Delta l_3 - \Delta l_4) i,$$

- распределительного вала

$$\Delta l_в = \Delta l_4 i.$$

Сила, нагружающая механизм $P = Qi_1$, где Q - вес грузов, $i_1 = 10$ - передаточное отношение рычага.

Жесткость деталей механизма:

$$c_{кор} = \frac{P}{\Delta l_{кор}},$$

- оси коромысла со стойкой

$$c_o = \frac{P(i + 1)}{\Delta l_2},$$

- штанги толкателя

$$c_{ш} = \frac{Pi}{(\Delta l_3 - \Delta l_4)};$$

- распределительного вала

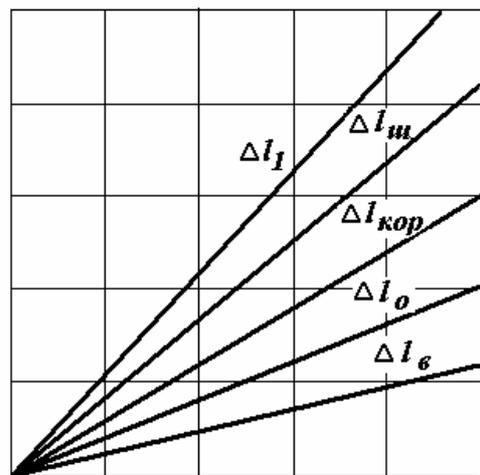
$$c_в = \frac{Pi}{\Delta l_4}.$$

Жесткость пружин клапана определяется с помощью приспособления (рис.4). Для

нагружения пружины используется динамометр 1 типа ДОР-0,1 с

- коромысла

$l, мм$



P, H

Рис. 3

характеристикой 1 мм – 145 Н. Деформация пружин (перемещение клапана) измеряется индикатором 2.

Жесткость пружин определяется по характеристике (рис.5)

$$c_n = \frac{P}{h},$$

где P – усилие динамометра; h – перемещение клапана.

Масса деталей, участвующих в колебаниях, определяется по формуле

$$M = m_{кл} + \frac{1}{3} m_n + \frac{J_{кор}}{a^2} + (1 + 2i^2 \frac{c}{c_г}) \times \left[\frac{1}{3} m_{ш} (i \frac{c}{c_{ш}})^2 + (\frac{2}{3} m_{ш} + m_m + m_г) (i \frac{c}{c_г})^2 \right]$$

где $m_{кл}$ – масса клапана; m_n – масса пружин; $J_{кор}$ – момент инерции коромысла; a – длина плеча коромысла, обращенного к клапану; $m_{ш}$ – масса штанги; m_m – масса толкателя; $m_г$ –

колеблющаяся масса пролета распределительного вала, определяемая по формуле

$$m_г = \frac{m'_г}{2 \sin^2(\pi l / L)},$$

где $m'_г$ – масса пролета распределительного вала; l – расстояние от оси кулачка до опоры; L – расстояние между опорами вала. Следует отметить, что приближенно можно принять

$$m_г = \frac{2}{3} m'_г.$$

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с методикой проведения работы, лабораторными установками.
2. Определить деформации деталей привода клапана при нагрузке механизма до 1000 Н с интервалом 100 Н с последующей разгрузкой механизма.
3. Снять характеристику клапанных пружин при перемещении клапана от

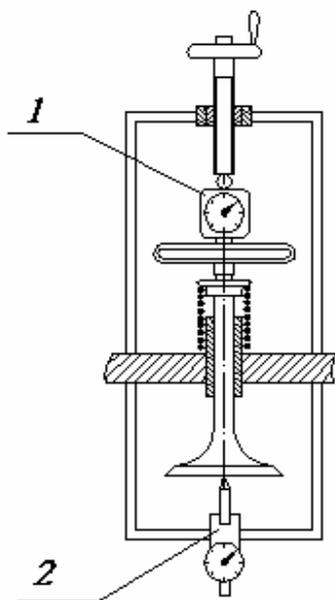
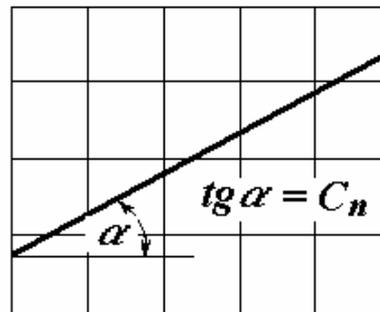


Рис. 4

$P, Н$



$h, мм$

нуля до максимального значения деформации с интервалом 1 мм с последующей разгрузкой пружин.

4. Построить графики деформаций $\Delta l = f(P)$ деталей привода клапана (см. рис.3). Деформации деталей определить как среднюю величину при нагрузке и разгрузке $\Delta l = \frac{(\Delta l_{наг} + \Delta l_{раз})}{2}$.
5. Определить жесткости деталей привода клапана $c_{кор}, c_o, c_{ш}, c_e$, общую жесткость c .
6. Построить характеристики клапанных пружин $P = f(h)$ (см. рис.5) с учетом нагрузки и разгрузки (по средней величине).
7. Определить жесткость клапанных пружин c_n .
8. Определить массу деталей механизма, участвующих в колебаниях M .
9. Определить частоту собственных колебаний привода клапана ν .
10. Построить все необходимые графики (по указанию преподавателя).

Контрольные вопросы

1. Опишите методику определения жесткости привода клапана.
2. Объясните причину несовпадения кривых деформаций при нагрузке и разгрузке механизма.
3. Как определяется частота собственных колебаний отдельных деталей?
4. Проанализируйте влияние жесткости отдельных деталей на общую жесткость привода клапана.
5. Продолжите конструктивные пути повышения жесткости привода клапана.

Лабораторная работа №6

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ КЛАПАННОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ

Цель работы – изучить методы экспериментального исследования колебаний клапанного механизма и определить действительные нагрузки на детали привода клапана.

Общие сведения

Экспериментальное исследование динамики клапанных механизмов заключается в определении действительных законов движения клапанов,

нагрузок, действующих на детали, деформаций привода клапана и фаз газораспределения.

Одним из экспериментальных методов исследования динамики клапанных механизмов является определение действительных нагрузок на работающем двигателе с помощью тензометрирования. Тензодатчики наклеиваются на детали привода клапана, например на коромысло, и подключаются к тензоусилителю 2 (рис. 1). Сигнал фиксируется на регистрирующем приборе 1 - светолучевом осциллографе или через АЦП на экране персонального компьютера.

Перед началом работы устройство тарируется на специальном приспособлении при статическом нагружении механизма. При этом устанавливаются коэффициенты усилителей из условия получения максимальной амплитуды сигнала на экране осциллографа (80...100 мм – 1500 Н). Частота гальванометра выбирается в 5...10 раз больше частоты собственных колебаний привода клапана.

Порядок выполнения работы

1. Собрать совместно с преподавателем измерительное устройство, выбрать гальванометры осциллографа, коэффициенты усиления тензостанции ТА-5 и протарировать систему, построить тарировочные графики.
2. Совместно с лаборантом установить коромысла с тензодатчиками на двигатель, установить зазор между клапаном и коромыслом $\delta = 0,3$ мм, настроить измерительную систему, установить кассету с фотобумагой на осциллограф.
3. Запустить двигатель и после его прогрева подобрать скорость развертки осциллографа, записать процессы при $n = 500, 1000, 1500, 1800$ и 2000 мин⁻¹ при полной нагрузке.
4. Установить зазор между клапаном и коромыслом $\delta = 0,5$ мм и повторить запись процессов.
5. Установить зазор между клапаном и коромыслом $\delta = 0,8$ мм и вновь повторить запись процессов.
6. Выключить двигатель и тензоизмерительную аппаратуру, проявить светочувствительную бумагу. Пронумеровать осциллограммы и

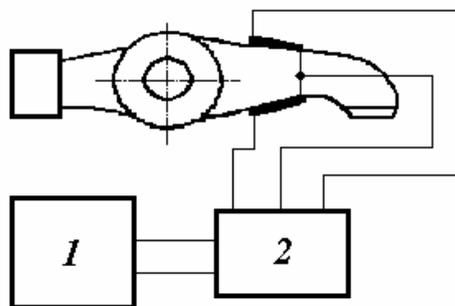


Рис. 1

написать на них исходные данные – частоту вращения вала и величину теплового зазора, нанести обозначения на кривые.

7. Обработать осциллограммы: определить максимальные и минимальные силы, действующие в механизме, частоту колебаний привода клапанов, действительную частоту вращения коленчатого вала, продолжительность открытия клапанов и фазы газораспределения, наличие разрывов кинематической цепи привода клапанов. Для обработки выбирается участок осциллограммы (рис.2) с постоянной скоростью развертки (средний участок ленты).

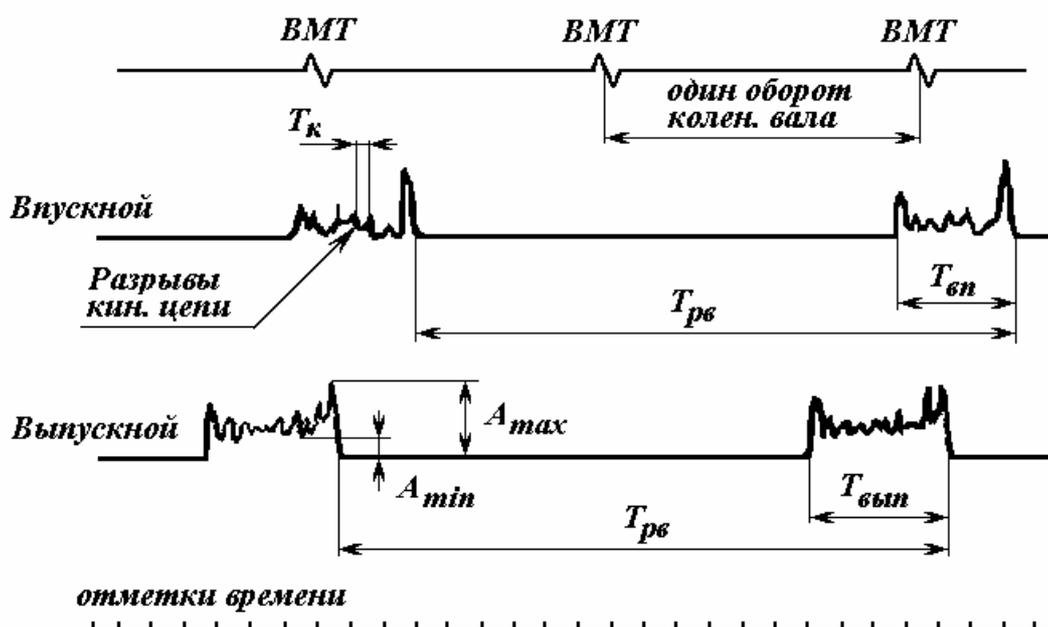


Рис. 2

Частота вращения коленчатого вала, мин^{-1}

$$n = \frac{60N}{(zT_{отм})},$$

где N – число оборотов двигателя, измеренное по отметкам ВМТ на осциллограмме; z – число отметок времени на осциллограмме, соответствующих N оборотам двигателя; $T_{отм}$ – период колебаний отметчика времени (чередование меток времени), определяемый по скорости развертки осциллографа.

Частота колебаний привода клапанов, кол/мин

$$\nu = \frac{60N_1}{(mT_{отм})},$$

где N_1 – число колебаний, измеренных на осциллограмме; m – число отметок времени на осциллограмме, соответствующее N_1 колебаниям.

Максимальная и минимальная силы, действующие в приводе клапана

$$P_{\max} = kA_{\max}, \quad P_{\min} = kA_{\min},$$

где k - масштаб осциллограммы сил, взятый с тарифовочного графика (Н/мм); A - амплитуды максимальной и минимальной сил на осциллограмме, мм.

Наличие разрывов кинематической цепи соответствует участкам, где $P \leq 0$ (отсутствие силового замыкания).

Продолжительность открытия впускного и выпускного клапанов

$$\phi_{\text{вп}} = \frac{360T_{\text{вп}}}{T_{\text{рв}}}; \quad \phi_{\text{вып}} = \frac{360T_{\text{вып}}}{T_{\text{рв}}},$$

где $T_{\text{вп}}, T_{\text{вып}}$ - продолжительность открытия впускного и выпускного клапанов на осциллограмме, мм; $T_{\text{рв}}$ - продолжительность одного оборота распределительного вала на осциллограмме, мм.

Фазы газораспределения (углы опережения открытия и запаздывания закрытия впускного и выпускного клапанов определяются по продолжительности открытия клапанов относительно отметок ВМТ и НМТ). По результатам обработки осциллограмм построить следующие графики $P_{\max, \min} = f(n, \delta)$, $\phi_{\text{вп, вып}} = f(n, \delta)$ для впускного и выпускного клапанов.

Контрольные вопросы

1. Опишите методику определения сил, действующих в механизме газораспределения.
2. Объясните характер изменения сил в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и величины зазора между клапаном и коромыслом.
3. Объясните причины разрывов кинематической цепи привода клапана.
4. Объясните характер изменения продолжительности открытия клапанов и фаз газораспределения от частоты вращения вала двигателя и величины теплового зазора.
5. Какие практические выводы можно сделать из данной работы по техническому обслуживанию клапанного механизма при эксплуатации двигателя?

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Цель работы – изучить методы экспериментального исследования крутильных колебаний коленчатого вала двигателя.

Общие сведения

В ДВС для снижения крутильных колебаний коленчатых валов широко применяют демпферы крутильных колебаний.

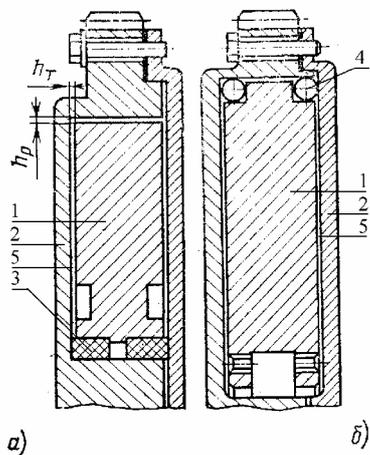


Рис. 1

Жидкостные демпферы крутильных колебаний коленчатых валов ДВС (рис. 1) представляют собой маховик 1, который центрируется в корпусе 2 либо по внутреннему диаметру на подшипнике 3 (рис.1, а), либо – по внешнему диаметру на шариках 4 (рис.1, б). В зазор 5 заливается полимер линейной структуры – полиметилсилоксановая жидкость (ПМС), поэтому такие демпферы часто называют силиконовыми.

Экспериментальное исследование крутильных колебаний коленчатого вала путем торсиографирования позволяет установить действительную картину колебаний и уточнить расчетные параметры крутильной системы. Торсиографирование дает также возможность получить опытные данные, облегчающие выбор расчетной схемы коленчатого вала.

Торсиографирование может выполняться двумя способами: замером угла закручивания вала на выбранном участке или определением отклонения какого-либо сечения вала от его среднего положения. При первом способе определяются непосредственно напряжения скручивания в наиболее напряженных участках коленчатого вала с помощью тензометрирования. Однако при этом возникают большие сложности с выводом электрического сигнала от тензодатчиков к усилителю. При использовании второго способа обычно записываются колебания носка коленчатого вала с помощью специального датчика – торсиографа.

По принципу действия торсиографы делятся на механические, оптические, электрические. При торсиографировании автомобильных и тракторных двигателей обычно применяются электрические торсиографы (индукционные или тензометрические) с записью торсиограммы на осциллографе.

Торсиографирование коленчатого вала ДВС осуществляется следующим комплектом измерительной аппаратуры:

- датчик крутильных колебаний (торсиограф);
- согласующее устройство;
- тензометрический усилитель;
- осциллограф;
- анализатор частот;
- самописец уровня;
- электронно-лучевой осциллограф.

Функциональная схема измерений приведена на рис. 1.

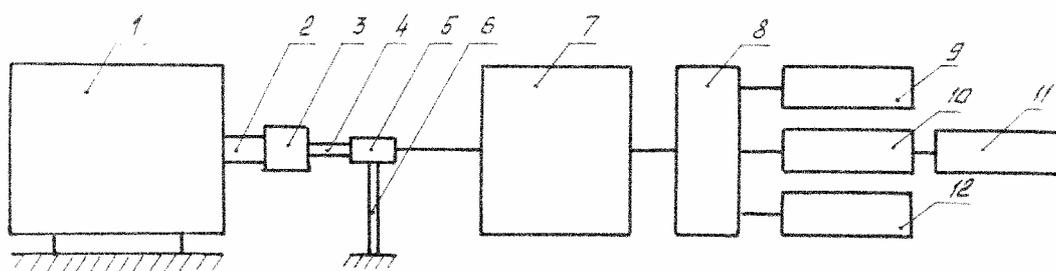


Рис. 1

1– двигатель; 2– носок коленчатого вала; 3– торсиограф; 4– вал токосъемника; 5 – токосъемник; 6– стойка токосъемника; 7– тензометрический усилитель; 8 – согласующее устройство; 9– шлейфовый осциллограф; 10– частотный анализатор; 11– самописец уровня; 12– электронно-лучевой осциллограф

Для проведения торсиографирования коленчатого вала ДВС используется датчик крутильных колебаний, общий вид которого представлен на рис. 2.

Корпус 7 торсиографа (рис. 2) крепится к носку или маховику коленчатого вала двигателя. На шариковых подшипниках 6 в корпусе установлена инерционная масса 5, которая связана с корпусом посредством плоской пружины 3. Соотношение величин момента инерции инерционной массы 5 и коэффициента жесткости плоской пружины 3 выбирается таким, чтобы обеспечить частоту собственных колебаний f_c

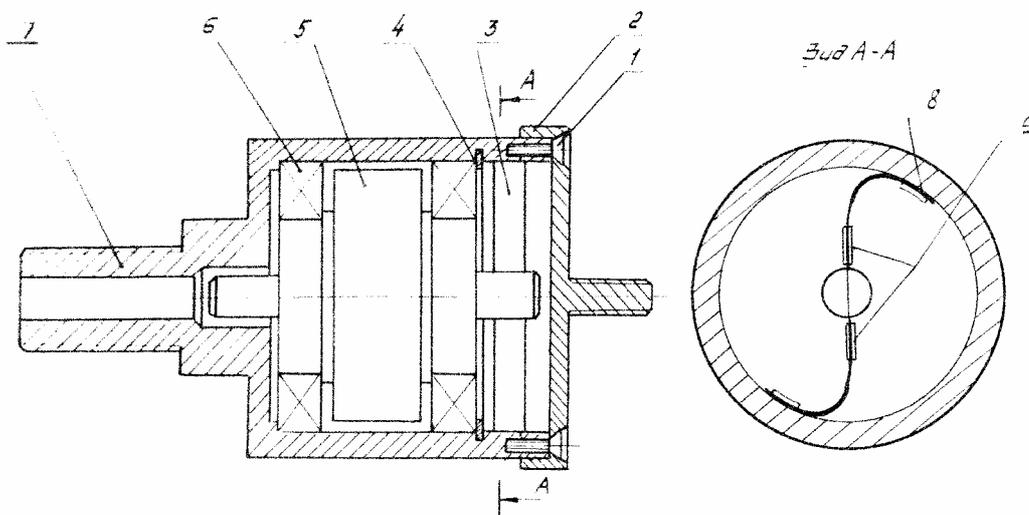


Рис. 2

собственных угловых колебаний массы 5 примерно в 5..10 раз меньше нижней границы частоты регистрируемого процесса.

Если выполняется это условие, то при вращении носка коленчатого вала двигателя инерционная масса 5 торсиографа будет вращаться равномерно, а корпус 7 – повторять движение носка коленчатого вала. Таким образом, в относительном движении между массой 5 и корпусом 7 возникают угловые колебания. Чтобы их зарегистрировать, на пружину 3 наклеены тензорезисторы (обычно наклеивают два полумоста, из которых один – запасной), сигнал с которых подается на вход тензометрического усилителя и затем на регистрирующую аппаратуру (рис. 1).

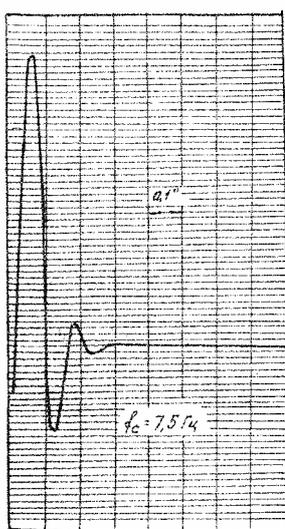


Рис. 3

На рис. 3 представлена осциллограмма собственных колебаний инерционной массы торсиографа. По записям свободных колебаний и отметчика времени можно подсчитать, что частота собственных колебаний торсиографа $f_c = 7,5$ Гц. Частота собственных колебаний коленчатого вала, например, дизеля 8 ЧН15/16 (8ДВТ-330): без демпфера – $f_c = 115$ Гц, с жидкостным демпфером крутильных колебаний – $f_c = 105$ Гц. Следовательно, частота собственных угловых колебаний инерционной массы 5 торсиографа ниже частоты регистрируемых угловых колебаний коленчатого вала почти в 10 раз.

Взаимосвязь миллиметров, считываемых с осциллограмм шлейфового осциллографа или децибел со спектрограммы самописца уровня частот с углом закрутки коленчатого вала двигателя, определяется экспериментально посредством установок для статической и динамической тарировки торсиографа.

Статическая тарировка торсиографа.

Статическая тарировка проводится на установке, показанной на рис. 4. Устройство для статической тарировки торсиографа содержит станину 1 с подшипниковой опорой 2, в которой установлен цилиндр 3 с резьбой на внутренней поверхности. В цилиндр 3 вворачивается носок 4 корпуса торсиографа 5, в котором на подшипниках 6 и 8 установлена инерционная

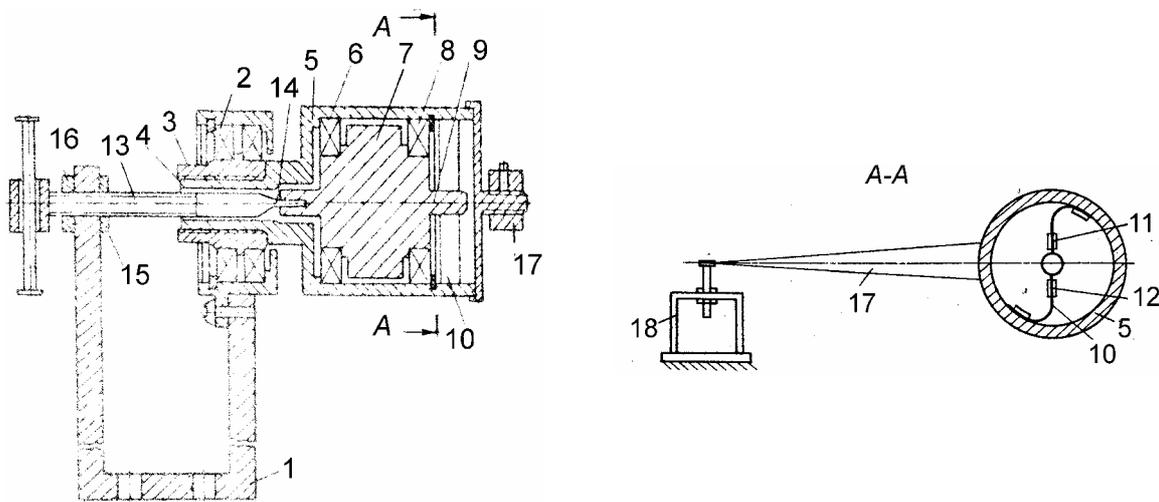


Рис. 4

масса 7. Вал 9 массы 7 жестко связан с плоской пружиной 10, на которую наклеены тензорезисторы 11 и 12, которые подключаются к отсчетно-регистрирующему блоку. Фиксирующий винт 13 с плоским наконечником 14 удерживает от поворота инерционную массу 7, а гайки 15 и 16 удерживают винт 13 от проворачивания. Механизм поворота корпуса 5 торсиографа выполнен в виде рычага 17 и микрометрического винта 18.

Тарировку осуществляют следующим способом. Закрепляют инерционную массу 7 с помощью винта 13 с наконечником 14, а гайками 15 и 16 закрепляют от проворачивания винт 13. На корпусе 5 торсиографа закрепляют один конец рычага 17, а второй конец его

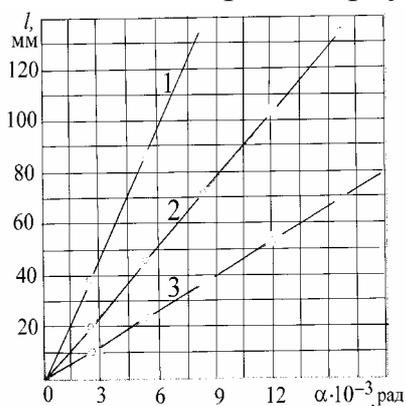


Рис. 6

устанавливается на микрометр (см. рис. 4). С помощью винта 18 микрометра и рычага 17 поворачивают корпус 5 торсиографа относительно зафиксированного вала 9 и деформируют плоскую пружину 10 с тензорезисторами 11 и 12, изменение сопротивлений которых регистрируется отсчетно-регистрирующим блоком. Для определения угла поворота корпуса 5 торсиографа заменяем тангенс угла его значением в радианах $\text{tg}\varphi \approx \varphi = h/R$, где h – высота подъема микрометрического винта, мм; R – длина рычага, мм (рис. 5).

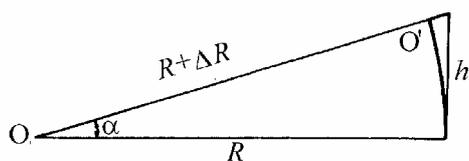


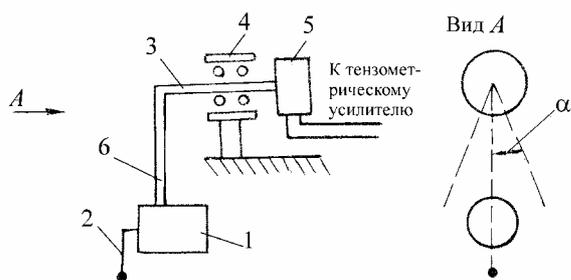
Рис. 5

Графики статической тарировки торсиографа приведены на рис. 6. На оси ординат откладывается амплитуда крутильных колебаний или ее размах на шкале осциллографа или

по записи самописца, а по оси ординат – соответствующий этому перемещению угол поворота в радианах корпуса 5 торсиографа.

Динамическая тарировка торсиографа

Для динамической тарировки измерительного тракта с частотным анализатором применяется установка, схема которой представлена на рис. 10. При вращении вала электродвигателя 1 (рис. 7) дисбалансная масса 2 возбуждает угловые колебания вала 3, установленного в подшипниковом узле 4, которые передаются на корпус торсиографа 5.



Осуществляя одновременную регистрацию показаний угла поворота вала 3 и уровня напряжений, определяемого посредством частотного анализатора, на основной частоте вращения электродвигателя в милливольтгах или дБ, определяется искомая зависимость. Угол поворота определяется посредством измерения вибрации на рычаге 6 и последующих пересчетов в

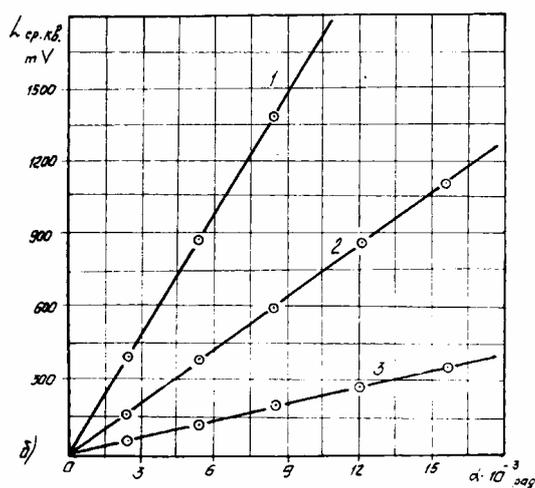


Рис. 8

значения угла α . Используя электродвигатель постоянного тока и изменяя величину дисбаланса, описанная тарировка проводится на различных частотах и амплитудах возбуждения. На рис. 8 представлен график динамической тарировки торсиографа.

Номер пикового значения амплитуды) можно определить по следующим формулам (рис. 9):

$$A_{ij} = \frac{S_i S_i''}{2} = \frac{S_i m_i - S_i'' m_i}{2},$$

$$h_i \geq h_{i+1}; S_i m_i = S_i + h_{i+1}; S_i' m_i = \frac{(h_{i+1} - h_i)(h_{i+1}' - S_i')}{h_{i+1}' - h_i'}$$

где

$$h_i \leq h_{i+1}; S_i m_i = S_i + h_i; S_i' m_i = \frac{(h_i - h_{i+1})(S_i' - h_i')}{h_{i+1}' - h_i'}$$

S_i, h_i – максимальные и минимальные значения пиковых амплитуд одного колебания; S_i', h_i' – значения угла поворота коленчатого вала соответствующим S_i, h_i .

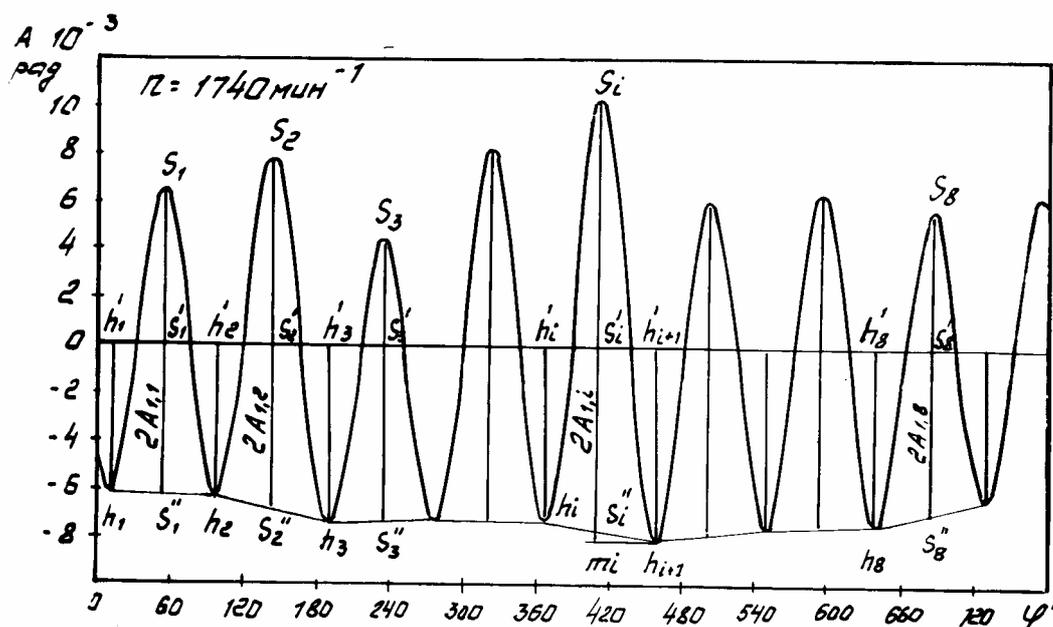


Рис. 9

После того, как все пиковые значения амплитуд A_{ji} найдены, производится поиск максимальной из них, которая в дальнейшем и учитывается при расчетах, так как дает максимальные напряжения при скручивании коленчатого вала. В дальнейшем принимается пиковое значение максимальной амплитуды $A_j = A_{ji}$.

Порядок выполнения работы

Подготовка к торсиографированию состоит в выборе гальванометра осциллографа с частотой собственных колебаний, превышающей в 8...10 раз наибольшую частоту крутильных колебаний коленчатого вала. Для двигателей с частотой вращения вала до 2400 мин^{-1} , частота собственных

колебаний гальванометра должна быть не менее 1200 Гц. Затем включается усилитель, осциллограф и после прогрева и проверки исправности измерительной системы выполняется ее тарировка. Выбирается коэффициент усиления сигнала из условия получения максимальной амплитуды сигнала торсиографа. При перемещении маховика из одного крайнего положения в другое амплитуда сигнала на экране осциллографа должна составлять 80...100 мм при ширине фотобумаги 120 мм.

Характеристика торсиографа практически линейна, т.е. сигнал тензодатчиков прямо пропорционален углу поворота маховика относительно оси торсиографа. Поэтому масштаб торсиограммы определяется делением амплитуды сигнала H на экране осциллографа на полный угол поворота маховика торсиографа φ , который может быть определен угломером или расчетом. Тарировка записывается на осциллограмму (рис.10).

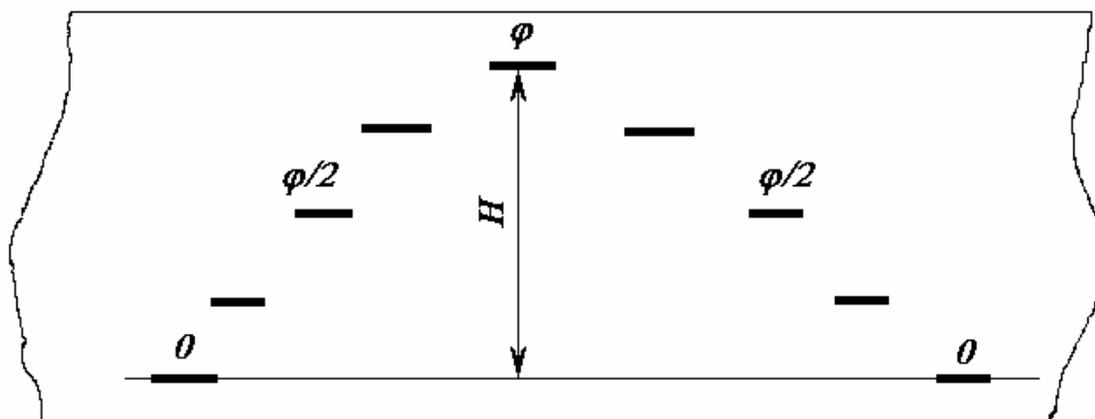


Рис. 10

После тарировки измерительной системы снимаются осциллограммы собственных колебаний торсиографа, для чего включается небольшая скорость протяжки ленты осциллографа и фиксируются колебания торсиографа, выведенного из положения равновесия (рис.11).

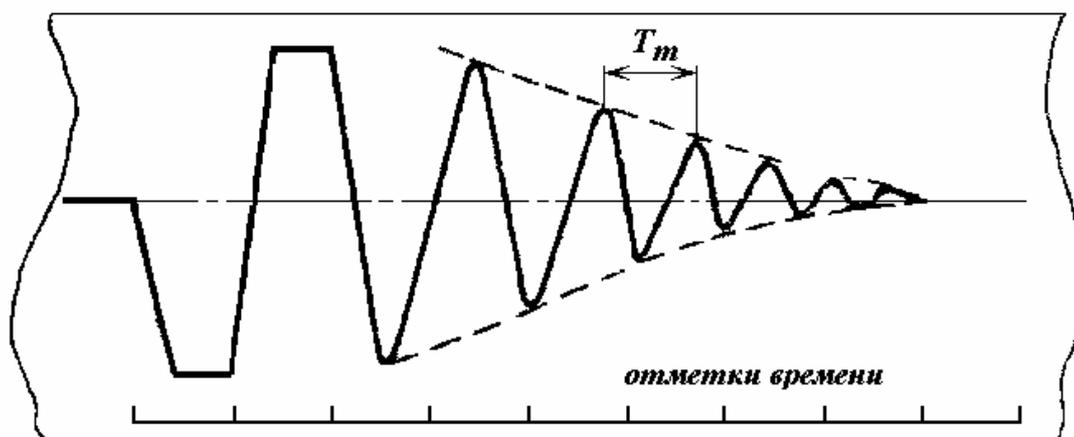


Рис. 11

Затем приступают к торсиографированию коленчатого вала двигателя. Осциллограммы снимаются на режимах холостого хода, полной и частичной нагрузок при частоте вращения - от минимально устойчивой до максимальной с интервалом 200 мин^{-1} . Для получения удобных для обработки осциллограмм скорость протяжки ленты осциллографа при частоте вращения до 2000 мин^{-1} выбирается равной $0,5 \text{ м/с}$, а при более высокой – $1,0 \text{ м/с}$. Обработка осциллограмм заключается в определении частоты вращения коленчатого вала, амплитуды и частоты его колебаний (рис.12).

Частота вращения коленчатого вала двигателя определится, мин^{-1}

$$n = \frac{60N}{(zT_{отм})},$$

где N – число оборотов двигателя, замеренное по отметкам ВМТ на осциллограмме; z – число отметок времени на осциллограмме, соответствующее N оборотов двигателя; $T_{отм}$ - период колебаний отметчика времени (определяется по скорости протяжки ленты осциллографа), с.

Частота крутильных колебаний определится по формуле, кол./мин

$$\nu = \frac{60N_k}{(mT_{отм})},$$

где
 N_k -
число
колебаний,
измеренных
на осциллограмме

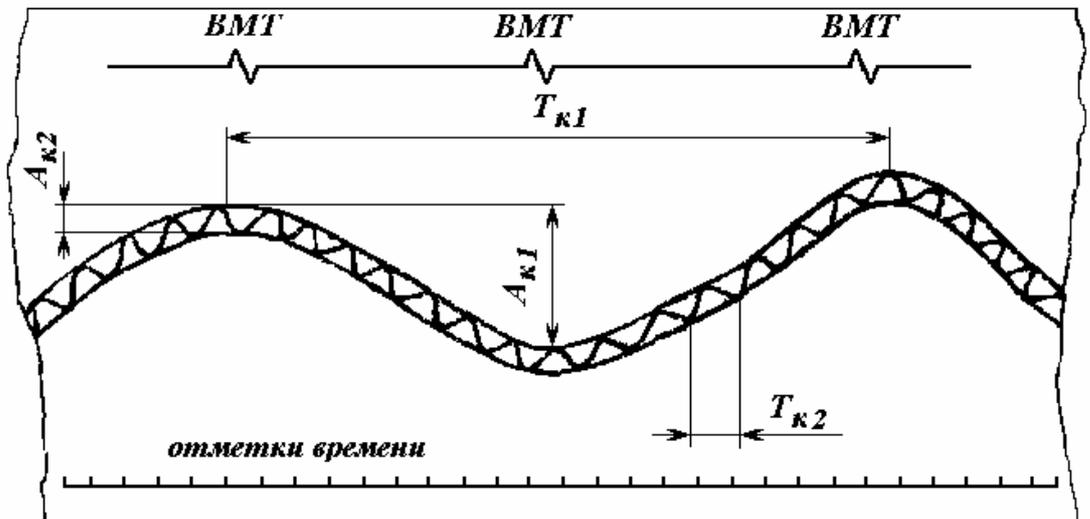


Рис. 12

ме; m – число отметок времени на осциллограмме, соответствующих N_k колебаниям.

Амплитуда колебаний, рад

$$A = lA_k,$$

где l - масштаб торсиограммы, рад/мм; A_k - амплитуда колебаний на осциллограмме, мм.

Используя полученные осциллограммы рассчитывают амплитудно-частотные характеристики крутильных колебаний, а также выявляются резонансные режимы работы двигателя, которые затем исследуются с небольшим интервалом по частоте вращения коленчатого вала.

По результатам торсиографирования строится зависимость амплитуды колебаний коленчатого вала от частоты вращения и определяется порядок резонирующей гармоники

$$K = \frac{\nu}{n}.$$

Часто кривая крутильных колебаний не является чисто синусоидальной, поэтому для определения частот и амплитуд колебаний необходимо провести ее гармонический анализ с использованием ЭВМ.

Контрольные вопросы

1. Что такое крутильные колебания?
2. Опишите методику торсиографирования.

3. Как устроен и работает торсиограф?
4. Как определяется частота собственных колебаний инерционной массы торсиографа?
5. В чем заключается статическая тарировка торсиграфа?
6. В чем заключается динамическая тарировка торсиграфа?
7. Изложите методику обработки осциллограмм.
8. Как определить амплитудно-частотную характеристику угловых колебаний носка коленчатого вала двигателя?
9. Как определяются резонансные режимы работы двигателя?

Лабораторная работа №8

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ДВУХЦИЛИНДРОВОГО РЯДНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Цель работы – выполнить анализ уравновешенности двухцилиндрового дизеля Д-120; определить параметры системы уравновешивания моментов от центробежных сил и сил инерции первого порядка.

1. Анализ уравновешенности двигателя

Двухцилиндровый рядный дизель Д-120 имеет коленчатый вал с кривошипами, расположенными под углом 180^0 (рис.1).

Центробежные силы инерции от вращающихся масс

$$K_r = (m_k + m_{шк})r\omega^2,$$

где m_k - масса вращающихся деталей, приходящаяся на один кривошип.

$$m_k = m_{шш} + m_{щ1} + m_{щ2},$$

где $m_{шш}$ - масса шатунной шейки; $m_{щ1}, m_{щ2}$ - приведенная к радиусу кривошипа масса первой и второй щек коленчатого вала; $m_{шк}$ - масса шатуна, отнесенная к кривошипу; r - радиус кривошипа; ω - угловая скорость коленчатого вала.

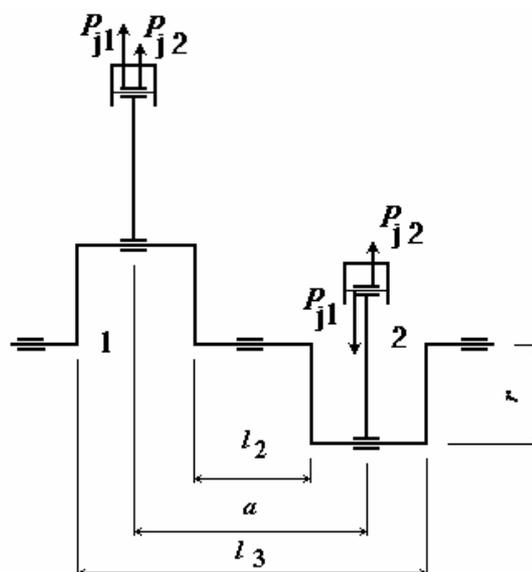


Рис. 1

Центробежные силы двигателя уравновешены, т.е.

$$\sum K_r = 0.$$

Момент от центробежных сил инерции

$$M_r = (m_{шш} + m_{шк})ar\omega^2 + m_{щ1}r\omega^2 l_3 + m_{щ2}r\omega^2 l_2,$$

где a - расстояние между осями цилиндров; l_2, l_3 - расстояние между средними и крайними щеками коленчатого вала.

Этот момент, не будучи уравновешенным, передается на опоры двигателя, вызывая вибрацию его на раме трактора, поэтому его уравновешивают.

Силы инерции первого порядка от возвратно-поступательно движущихся масс

$$P_{j1}^{1y} = m_j r \omega^2 \cos \alpha ,$$

$$P_{j1}^{2y} = m_j r \omega^2 \cos(180 + \alpha) = -m_j r \omega^2 \cos \alpha ,$$

где $m_j = m_n + m_{шн}$ - масса возвратно-поступательно движущихся деталей (масса поршневого комплекта и масса шатуна, отнесенная к оси поршневого кольца), α - угол поворота кривошипа первого цилиндра.

Сумма этих сил

$$\sum P_{j1} = 0 , \text{ т.е. силы первого порядка уравновешены.}$$

Момент от этих сил

$$M_{j1} = P_{j1} a = m_j r \omega^2 a \cos \alpha$$

не уравновешен и его максимальная величина составляет

$$M_{j1}^{\max} = m_j r \omega^2 a .$$

Данный момент, не будучи уравновешенным, передается на опоры двигателя, поэтому его уравновешивают.

Силы инерции от возвратно-поступательно движущихся масс второго порядка

$$P_{j2}^{1y} = \lambda m_j r \omega^2 \cos 2\alpha ,$$

$$P_{j2}^{2y} = \lambda m_j r \omega^2 \cos 2(180 + \alpha) = \lambda m_j r \omega^2 \cos 2\alpha ,$$

где λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Сумма этих сил

$$\sum P_{j2} = 2\lambda m_j r \omega^2 \cos 2\alpha ,$$

Максимальное значение

$$\sum P_{j2}^{\max} = 2\lambda m_j r \omega^2 .$$

Эти силы в данном двигателе не уравновешиваются и передаются на его опоры.

Момент от силы инерции второго порядка

$$M_{j2} = 0 .$$

По критерию Стечкина-Климова уравновешенность двигателя считается удовлетворительной, если

$$\xi = \frac{0,25 P_{j2}^{\max}}{m \omega^2 D} < 0,002 ,$$

где m – масса двигателя, D – диаметр цилиндра.

Исходные данные для расчета

Диаметр цилиндра $D = 105$ мм.

Радиус кривошипа $r = 60$ мм.

Расстояние между осями цилиндров $a = 140$ мм.

Масса шатуна, отнесенная к оси поршневого пальца $m_{ун} = 0,8$ кг.

Масса поршневого комплекта $m_n = 2,006$ кг.

Масса шатуна, отнесенная к радиусу кривошипа $m_{ук} = 1,784$ кг.

Масса шатунной шейки $m_{шш} = 0,875$ кг; приведенная к радиусу кривошипа масса щек $m_{щ1,4} = 1,044$ кг, $m_{щ2,3} = 0,697$ кг.

Отношение радиусу кривошипа к длине шатуна $\lambda = 0,279$.

Масса двигателя $m = 295$ кг

Расстояние между средними и крайними щеками коленчатого вала $l_2 = 72$ мм и $l_3 = 210$ мм.

2. Расчет механизма уравнивания моментов центробежных сил и сил инерции первого порядка.

Схема механизма приведена на рис.2

Момент от центробежных сил уравнивается с помощью противовесов, устанавливаемых на продолжении щек коленчатого вала, масса которых, приведенная к радиусу кривошипа составляет $m_{np1,2,3,4} = 1,7$ кг и с помощью приливов, выполненных на шкиве и маховике.

Момент центробежных сил противовесов

$$M_{np} = m_{np1}r\omega^2l_3 + m_{np2}r\omega^2l_2 = m_{np}r\omega^2(l_3 + l_2)$$

Неуравновешенная часть центробежного момента коленчатого вала $\Delta M_r = M_r - M_{np}$ уравнивается с помощью приливов, выполненных на шкиве и маховике.

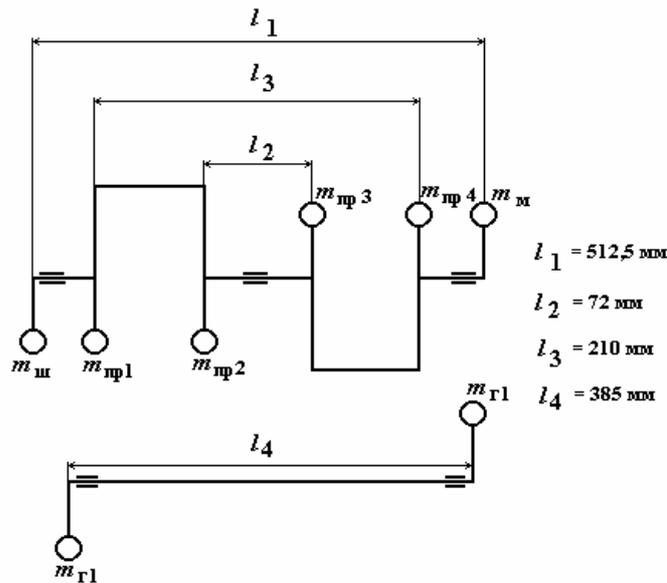


Рис. 2

Статический момент приливов на шкиве и маховике

$$D_r = \frac{\Delta M_r}{l_1 \omega^2} = \frac{[(m_{шш} + m_{шк})ra + m_{ц1}rl_3 + m_{ц2}rl_2 - m_{пр}r(l_3 + l_2)]}{l_1}$$

Момент от сил инерции первого порядка уравнивается системой двух валов, вращающихся в разные стороны, причем в качестве первого вала используется коленчатый вал с массами, расположенными на шкиве и маховике, а в качестве второго вала предусмотрен дополнительный валик с грузами, расположенными на концах. Момент от грузов каждого вала должен составлять половину момента сил инерции первого порядка.

Статический момент грузов для уравнивания половины момента от сил инерции первого порядка на шкиве и маховике

$$D_{j1} = \frac{0,5M_{j1}}{l_1 \omega^2} = \frac{0,5m_j ra}{l_1}$$

Полный статический момент приливов на шкиве и маховике для уравнивания части момента центробежных сил и половины момента сил инерции первого порядка

$$D = D_r + D_{j1}$$

Статический момент грузов дополнительного валика для уравнивания другой половины момента сил инерции первого порядка

$$D_2 = \frac{0,5M_{j1}}{l_4 \omega^2} = \frac{0,5m_j ra}{l_4}$$

Для балансировки коленчатого вала необходимо на шатунные шейки устанавливать имитирующие грузы массой

$$m_x = \frac{\Delta M_r}{r\omega^2 a}.$$

Порядок выполнения работы

1. Выполнить расчет уравновешенности двигателя для заданной частоты вращения коленчатого вала.
2. Выполнить расчет механизма уравновешивания.
3. Подобрать грузы дополнительного валика, а также определить массы прилива на шкиве и маховике по расчетным величинам статических моментов путем статической балансировки указанных деталей.

Статический момент указанных деталей определяется с помощью дополнительных масс, закрепляемых на деталях при их статической балансировке.

Принадлежности: балансировочные параллели, уровень, набор грузов, шкивов и маховиков.

Отчет по работе должен содержать анализ уравновешенности двигателя, расчет и схему системы уравновешивания, результаты экспериментального подбора уравновешивающих грузов, выводы.

Контрольные вопросы

1. Как определяется уравновешенность двигателя?
2. Как уравновешиваются центробежные силы инерции и их моменты?
3. Как уравновешиваются силы инерции первого и второго порядка и их моменты?
4. Объясните методику статической балансировки вращающихся деталей?

Лабораторная работа №9

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕМПФЕРОВ ВНУТРЕННЕГО ТРЕНИЯ

Цель работы – изучить методы экспериментального исследования крутильных колебаний демпферов коленчатых валов ДВС.

Общие сведения

В автомобилестроении значительное распространение получили резиновые демпферы крутильных колебаний коленчатых валов, которые

представляют собой маховик 1, соединенный слоем резины 2 с укрепленным на валу диском 3 (рис. 2).

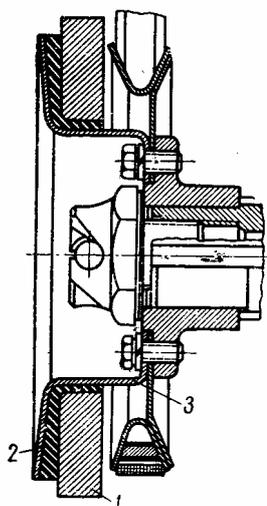


Рис. 2

При равномерном вращении коленчатого вала демпфер вращается с ним как одно целое. При возникновении крутильных колебаний вала маховик 1 стремится продолжать равномерное вращение, вследствие чего резиновый слой 2 будет скручиваться, то раскручиваться. При этом часть энергии возмущающих моментов поглощается внутренним трением резинового слоя и рассеивается затем в окружающую среду.

Исследование причин отказов демпферов внутреннего трения показывает, что основными причинами их отказов является: расслоение резинового слоя из-за перепада

температур, отслоение резины от поверхностей маховика и его корпуса (резиновый слой вулканизируется или приклеивается). Для устранения этих отказов необходим выбор качественных материалов и соблюдение технологии сборки демпферов. Надежность демпферов может быть повышена за счет применения вместо резины композиций на основе термопластичных полиуретанов (ТПУ). В частности ТПУ Витур Т-0433-85 может использоваться в диапазоне температур от -60 до $+135^{\circ}\text{C}$, при этом характеристики его меняются незначительно.

Следует отметить, что сырая (невулканизованная) резина является пластичной, вследствие чего ей может быть придана необходимая форма. В результате вулканизации приданная детали форма фиксируется и резина приобретает значительную упругость.

Цикл деформации резины при установившемся режиме (гармонический закон изменения деформации) в координатах деформация ε - напряжение σ изображается замкнутой кривой (т.н. петля гистерезиса). Отношение амплитуды напряжения к амплитуде деформаций $\Delta\sigma/\Delta\varepsilon = E_d$ характеризует жесткость резины при данном законе изменения деформации и называется динамическим модулем упругости.

Величина гистерезисных потерь характеризуется модулем внутреннего трения резины K , равным отношению удвоенной площади петли гистерезиса f к квадрату амплитуды деформаций:

$$K=2f/(\Delta\varepsilon)^2, \text{ МПа.}$$

Часто в практике используется также так называемый коэффициент относительного внутреннего трения ξ' , представляющий собой отношение

работы, рассеянной в течение цикла (т.е. площади петли гистерезиса) к упругой энергии $(\Delta\sigma\Delta\varepsilon)/2$, соответствующим амплитудным деформациям. Отметим также, что $\xi' = K/E_d$.

При скручивании резинового слоя можно также построить петлю гистерезиса в координатах крутящий момент M – угол закручивания φ . Площадь этой петли определяет коэффициент демпфирования резинового демпфера ξ_d .

Динамический модуль, так и модуль внутреннего трения зависят, вообще говоря, от частоты деформации. Однако в пределах частоты 10...200 Гц мало влияет на значение E_d и K .

Динамический модуль упругости заметно выше статического, определяемого при растяжении резиновых образцов.

Отношение коэффициентов динамической жесткости резины к статическому изменяется от 1,1...1,4 для малонаполненных и нормально вулканизированных резин из натурального каучука, а также от 1,5...2 для сильно наполненных резин из синтетического каучука. При увеличении температуры динамический коэффициент жесткости и модуль трения (от величины которого зависит демпфирование колебаний) резины снижаются. По результатам исследований относительный коэффициент демпфирования при увеличении температуры от 20 до 80°C может уменьшаться в 2...2,5 раза.

Эффективность работы резинового демпфера крутильных колебаний также зависит от момента инерции маховика демпфера, величин K или ψ и жесткости резинового слоя. Как правило, подбор резинового демпфера проводится по результатам экспериментальных исследований крутильных

колебаний коленчатого вала при стендовых испытаниях развернутого двигателя.

Однако выбор резинового демпфера можно провести по данным измерения коэффициентов жесткости резинового слоя и логарифмического декремента затухания колебаний (А. с. 1004687, СССР) в результате безмоторных испытаний. Для замера указанных величин может быть использовано специальное приспособление (рис. 1), позволяющее нагружать демпфер только крутящим моментом.

Демпфер 1 с маховиком 2 и резиновым слоем 3 устанавливается на палец 4, на который также устанавливается рычаг 5, кулачок 6 с рукояткой 7, коромысло 8. Палец 4 концентрично располагается по отношению к демпферу и закрепляется на основании 9 гайкой 10.

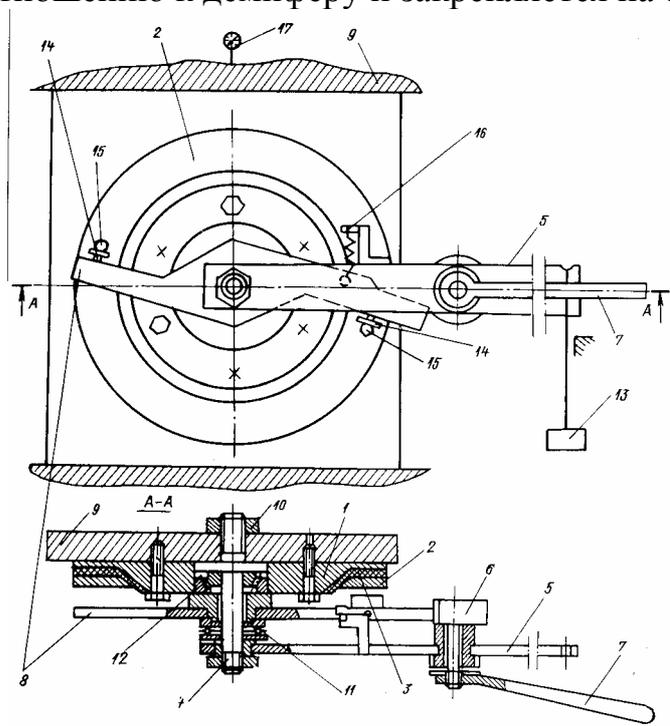


Рис. 1

Коромысло 8 может поворачиваться на пальце 4 в подшипниках 11 и 12. При подвешивании груза 13 на рычаг 5 нагрузка на маховик демпфера передается через кулачок 6 и коромысло 8. Для этого в плечи коромысла ввинчены болты 14, которые упираются в головки болтов 15, установленных на маховике. Поворачивая болты 14, можно отрегулировать их так, чтобы они оба касались головок болтов 15. В этом случае маховик будет нагружаться чистым крутящим моментом.

Приспособление позволяет осуществить мгновенный сброс нагрузки. Для этого, не снимая груза 13, нужно повернуть рычаг 7. При этом коромысло освобождается от упора в кулачок 6, и демпфер разгружается. Пружина 16 возвращает коромысло в исходное положение.

Свободные колебания маховика демпфера передаются пластинке 1 (рис. 2), жестко закрепленной на маховике 2 с помощью кронштейна 3. Другим концом пластина упирается в упоры, установленные на кронштейнах 4, на неподвижной части демпфера. На пластину с двух

сторон наклеены тензорезисторы 5, с помощью которых можно записать колебания на осциллограмму.

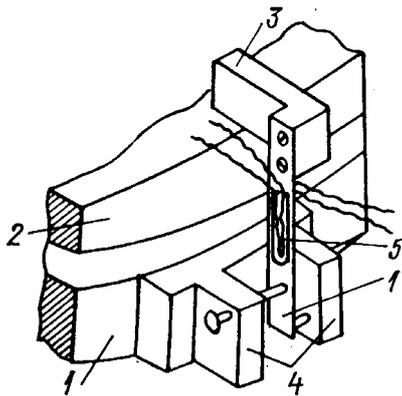


Рис. 2

Для снятия петли гистерезиса коромысло 8 (рис. 1) жестко соединяется болтами (на рис. 1 не показаны, так как они устанавливаются внутри кулачков 6) с рычагом 5 и маховиком 2 демпфера. Это позволяет производить закрутку маховика в двух направлениях. При этом изменение направления момента осуществлялось теми же грузами 13 при помощи троса, перекинутого через блок. На маховике демпфера укреплялся небольшой рычажок, передающий угловые перемещения маховика штоку индикатора 17 с ценой деления 0,01 мм. Отклонения стрелки

индикатора регистрировались при нагружении и разгрузении демпфера в двух направлениях (это позволяло определить величину чистого момента в Н.м и угол закручивания в рад.), что дает возможность построить для резинового слоя петлю гистерезиса в координатах $M - \varphi$.

В табл. 1 приведены значения углов закрутки φ в радианах одного из демпферов в зависимости от момента M , по данным которых построена петля гистерезиса (рис. 3).

По данным экспериментальных исследований усредненный коэффициент жесткости C резинового слоя равен $C = M / \varphi$, где M — крутящий момент, Н.м ; φ — угол закрутки, рад.

Энергия, запасенная резиновым слоем при максимальной деформации (амплитудное значение потенциально энергии), равна

$$E_{max} = \frac{M_{max} \varphi_{max}}{2} = \frac{C \varphi_{max}^2}{2} = S \mu_M \mu_\varphi, \quad (7)$$

где S — площадь треугольника OAB , m^2 (см. рис. 3); μ_M , μ_φ — масштабы крутящего момента и угла закрутки по осям координат.

Площадь петли гистерезиса, умноженная на μ_M , μ_φ , представляет собой энергию E_n , поглощенную в слое резины за одно колебание маховика демпфера

$$E_n = S_n \mu_M \mu_\varphi, \quad (8)$$

где S_n — площадь петли гистерезиса.

Таблица 1

Результаты замеров жесткостных характеристик
резинового слоя

№ опыта по п/п	Момент М, Н·м	Угол закрутки φ, рад·10 ³	Вид нагружения
1	90	2,69	Нагрузка
2	180	6,15	
3	270	9,91	
4	315	12,12	
1	315	—	Разгрузка
2	270	10,89	
3	180	7,90	
4	90	4,58	
5	0	0,09	
1	90	2,46	Нагрузка
2	180	5,79	
3	270	9,55	
4	315	11,56	
1	315	-	Разгрузка
2	270	10,40	
3	180	7,49	
4	90	4,26	
5	0	0,81	

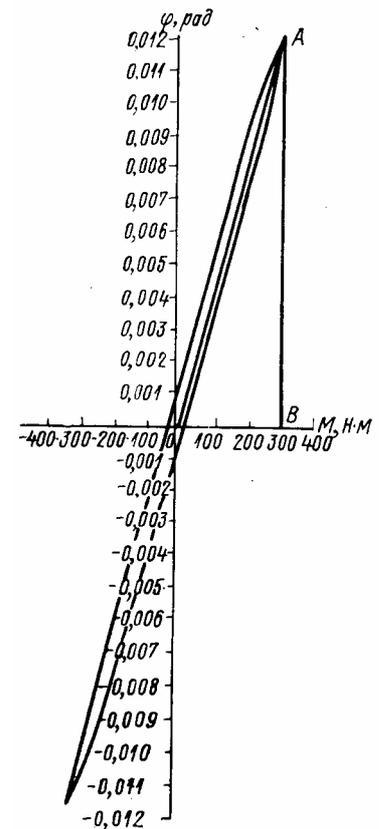


Рис. 3.

Петля гистерезиса: $\mu_\phi=0,0001$ рад/мм; $\mu_M=1000$ Н/мм; $S_\Delta=1,94 \cdot 10^{-4}$ м²; $C=2,6 \cdot 10^4$ Н·м; $S_\Pi=9,8 \cdot 10^{-4}$ м²; $\xi=0,253$

Потери энергии в резиновом слое принято характеризовать отношением $\xi'_d = E_n / E_{max} = S_n / S$, называемым относительным коэффициентом демпфирования.

Если предварительно закрутить маховик демпфера, а затем резко сбросить нагрузку, то он начнет совершать свободные колебания. Ввиду наличия в слое резины внутренних сил трения эти колебания будут затухать (рис. 4).

Из теории колебаний системы с трением, имеющей одну степень свободы, известно, что отношение амплитуд двух последовательных колебаний, характеризующее быстроту затухания, равно:

$$\frac{\varphi_{n+1}}{\varphi_n} = e^{-\frac{\pi \xi_d}{I \omega_0}}, \quad (9)$$

где φ_d - коэффициент демпфирования в резиновом слое Н·м·с;

I - момент инерции колеблющейся массы; ω_0 - собственная частота колебаний с затуханием.

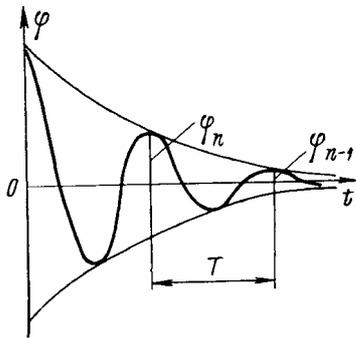


Рис. 4.

Из уравнения (9) следует, что логарифмический декремент затухания колебаний δ равен:

$$\ln \frac{\varphi_{n+1}}{\varphi_n} = \frac{\pi \xi_{\partial}}{I \omega_{\partial}} = \delta = \frac{2\pi \xi_{\partial}}{2I \omega_{\partial}} \approx \frac{2\pi \xi_{\partial}}{\xi_{кр}}. \quad (10)$$

На рис. 4 приведена осциллограмма свободных крутильных колебаний маховика демпфера.

Запись свободных затухающих колебаний позволяет определить также динамический коэффициент жесткости резинового слоя. Известно, что круговая частота затухающих колебаний ω_{∂} определяется формулой

$$\omega = \sqrt{\frac{C_{\partial}}{I} - \left(\frac{\xi_{\partial}}{2I}\right)^2}, \quad (11)$$

где C_{∂} — динамический коэффициент жесткости резинового слоя.

Из уравнения (10) имеем

$$\xi_{\partial} = \frac{I \omega_{\partial} \delta}{\pi}. \quad (12)$$

Подставляя значение ξ_{∂} в формулу (11) и решая полученное выражение относительно динамического коэффициента жесткости C_{∂} , получим

$$C_{\partial} = I \omega_{\partial}^2 \left[1 + \left(\frac{\delta}{2\pi} \right)^2 \right]. \quad (13)$$

(13)

Частоту ω_{∂} затухающих колебаний можно определить как

$$\omega_{\partial} = \frac{2\pi}{T}, \quad (14)$$

где T — период одного колебания, который вычисляется по записи колебаний на осциллограмме.

Отметим, что колебания маховика демпфера полностью затухают еще до возвращения маховика в исходное положение. Иначе говоря, если построить кривую сравнительно медленного разгрузки резинового слоя, то затухающие колебания при мгновенном разгрузении проходят относительно этой кривой (рис 6).

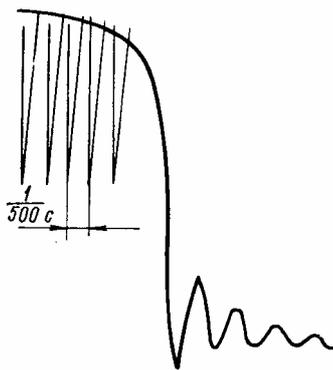


Рис.5.

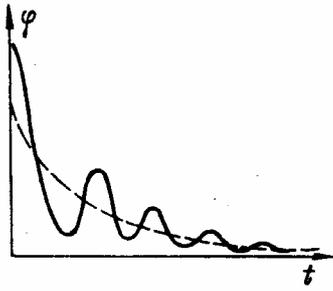


Рис. 6.

В табл. 2 приведены результаты обработки измерения шести демпферов. Коэффициенты динамической жесткости шести замеренных демпферов примерно вдвое больше значений c_d , полученных из статических испытаний. Таким образом, при расчете резиновых демпферов, при определении параметров эквивалентных колебательных систем необходимо

использовать данные динамических испытаний.

Таблица 2

Результаты обработки осциллограмм

Номер демпфера	Коэффициент жесткости по результатам испытаний $c_d \cdot 10^{-4}$, Нм		ξ'_d	δ
	Статических	Динамических		
1	2,6	4,85	0,505	0,89
2	3,18	6,45	0,54	0,87
3	5,32	7,65	0,430	0,77
4	6,87	13,0	0,488	0,77
5	5,95	12,7	0,514	0,90
6	5,02	10,0	0,46	0,71

Амплитуда угловых колебаний переднего конца коленчатого вала с резиновым демпфером на стадии проектирования, когда точные параметры крутильной системы пока неизвестны, может быть определена по формуле:

$$A_1 = \frac{M_k^a \sum_{i=1}^{n-1} \bar{a}_i}{\xi'_d \omega'_c \sum_{i=1}^{n-1} [a_i^2 + \xi'_d \omega'_c (a_d - 1)^2]}, \quad (15)$$

где M_k^a - k -я суммарная гармоническая составляющая крутящего момента; $\sum_{i=1}^{n-1} \bar{a}_i$ - геометрическая сумма амплитуд колебаний масс, эквивалентных коленам вала двигателя; ξ'_d - относительный коэффициент демпфирования двигателя, определяемый по данным торсиографирования при стендовых испытаниях двигателя или принять по данным, приведенным в литературе; ω'_c - круговая частота собственных колебаний эквивалентной крутильной системы; $\sum_{i=1}^{n-1} a_i^2$ - сумма квадратов амплитуд колебаний масс, эквивалентных коленам вала двигателя;

a_d - относительная амплитуда колебаний элементов резинового гасителя.

На основании экспериментальных данных, зная величину динамического коэффициента жесткости c_d , из формулы (13), получим

$$A_1 = \frac{M_k^a \sum_{i=1}^{n-1} \bar{a}_i}{\xi' \omega_c' \sum_{i=1}^{n-1} [a_i^2 + 2\omega_c' (a_d - 1)^2 \sqrt{c_d I} - (I\omega_d)^2]}. \quad (16)$$

Порядок выполнения работы

1. Используя установку (рис.1), получить зависимость угла закрутки маховика демпфера от приложенного крутящего момента. Результаты замеров при нагружении и разгрузении занести в таблицу по форме табл.1

2. Используя полученные данные построить петлю гистерезиса резинового слоя демпфера в координатах $M - \varphi$.

3. Используя зависимость $M - \varphi$ определить усредненный коэффициент жесткости C резинового слоя по формуле $C = M / \varphi$ и относительный коэффициент демпфирования по формуле $\xi'_d = E_n / E_{max} = S_n / S$.

4. Записать осциллограмму свободных колебаний демпфера.

5. По формуле (13) рассчитать динамический коэффициент жесткости резинового слоя C_d .

Контрольные вопросы

1. Объясните назначение демпферов крутильных колебаний коленчатых валов ДВС.

2. Опишите конструкцию демпфера с внутренним трением.

3. Что называется коэффициентом относительного внутреннего трения резины демпфера?

4. Опишите конструкцию установки для определения жесткостных характеристик резинового слоя демпфера.

5. Объясните методику определения статического коэффициента жесткости резинового слоя.

6. Объясните методику определения динамического коэффициента жесткости резинового слоя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Двигатели внутреннего сгорания: Учеб. для вузов: В 3кн. Кн.2: Динамика и конструирование/ Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высш.шк., 1995. – 319 с.
2. Попык К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1970. – 327 с.
3. Орлин А. С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей.-М.: Машиностроение,1984. – 384 с.
4. Гернет М.М., Ратобыльский В.Ф. Определение моментов инерции. – М.: Машиностроение, 1969. – 247 с.
5. Симаков Ф.Ф. Исследование крутильных систем. 4.1. - М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1971. - 134 с; 4.2. - М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1976. - 146 с.
6. Динамическая жесткость и рассеяния энергии в упругодемпфирующих материалах/ Гоц А.Н.// Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС (материалы VIII НПС 22-24 мая 2001 г.). - Владимир, 2001. – С. 111-116.
7. Методика расчета демпфера крутильных колебаний / Гоц А.Н. //Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС (материалы VIII НПС 22-24 мая 2001 г.).-Владимир, 2001.-С. 98-101.

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Лабораторная работа №1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ</i>	3
<i>Лабораторная работа №2. ПРИВЕДЕНИЕ МАСС ШАТУНА</i>	11
<i>Лабораторная работа №3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ХОДА ДВИГАТЕЛЯ НА УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ</i>	16
<i>Лабораторная работа №4. ИЗУЧЕНИЕ ВИБРАЦИЙ ДВИГАТЕЛЯ В СТЕНДОВЫХ УСЛОВИЯХ</i>	20
<i>Лабораторная работа №5. ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ</i>	26
<i>Лабораторная работа №6. ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ КЛАПАННОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ</i>	29
<i>Лабораторная работа №7. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА</i>	33
<i>Лабораторная работа №8. ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ДВУХЦИЛИНДРОВОГО РЯДНОГО ДВИГАТЕЛЯ</i>	42
<i>Лабораторная работа №9. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕМПФЕРОВ ВНУТРЕННЕГО ТРЕНИЯ</i>	46
<i>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК</i>	56

ДИНАМИКА
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Методические указания
к лабораторным работам

Составители

Панов Виктор Васильевич
Драгомиров Сергей Григорьевич
Гоц Александр Николаевич
Шарапов Александр Михайлович

Ответственный за выпуск - зав.кафедрой , профессор В.В.Эфрос

Редактор И.В.Бойцова
Корректор В.В.Гурова

Л.Р. № 020275 . Подписано в печать 04.06.03 .
Формат 60x84/16. Бумага для множит. техники. Гарнитура Таймс.
Печать офсетная. Усл. печ. л.3,49. Уч.-изд.л. 3,72. Тираж 100 экз.
Заказ № 231-2003 г.

Редакционно-издательский комплекс
Владимирского государственного университета.
600000, Владимир, ул. Горького, 87.