

УДК 62.122

## **ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ МЕХАНИЗМОВ УРАВНОВЕШИВАНИЯ.**

**М.С.Хайдакин**

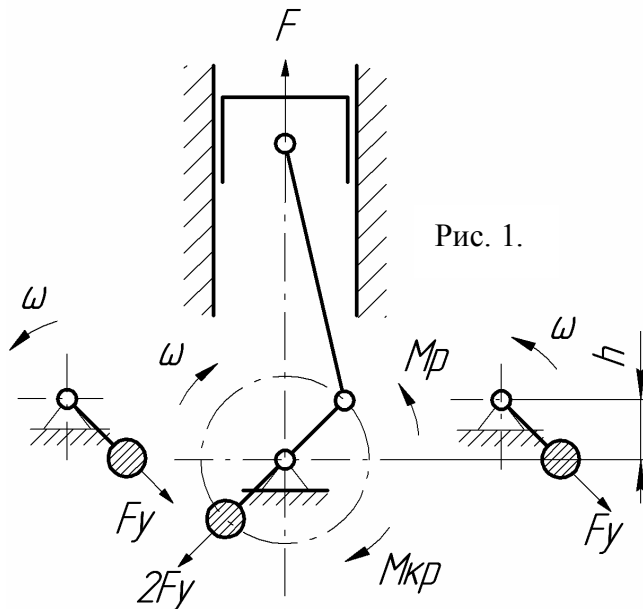
Рост мощности и быстроходности автомобильных двигателей увеличили виброн нагруженность силового агрегата автомобиля. Вибрационные нагрузки стали в значительной степени определять долговечность автомобиля и его комфортабельность, в частности уровень шума, понижение которого приобретает все большее значение. Поэтому при создании каждой новой модели автомобиля необходимо уделять серьезное внимание проблеме уменьшения колебаний, возбуждаемых силовым агрегатом. Решение проблемы усложняется тем, что на автомобилях применяются двигатели с не полностью уравновешенными силами инерции поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма и с повышенной неравномерностью крутящего момента.

Возникновение возмущающих воздействий, вызывающих колебания силового агрегата, на установившемся режиме работы двигателя свидетельствует о его внешней неуравновешенности – принципиальном недостатке поршневых двигателей внутреннего сгорания. Внешняя неуравновешенность автомобильного двигателя может быть обусловлена обеими указанными выше причинами [1].

В связи с невозможностью устранения не уравновешенных сил инерции поступательно движущихся масс, моментов от этих сил, а так же реактивного момента от сил инерции и давления газов необходимо создать равные им, но противоположные по направлению силы и моменты для устранения уже существующих. Анализ сил инерции движущихся масс, сил давления газов и моментов от них (крутящего и реактивного) для разнообразных двигателей рассмотрен в литературе [2].

Механизм Ланчестера запатентованный в 1911 году обеспечивает полное уравновешивание сил инерции поступательно движущихся масс определенного порядка [3]. Возникает проблема уравновешивания реактивного момента. Решить эту проблему позволяет механизм уравновешивания запатентованный фирмой Mitsubishi в 1974 году [4]. В механизме Mitsubishi так же как и в механизме Ланчестера балансирные валы вращаются с частотой соответствующей тому порядку сил и моментов, который необходимо уравновесить. В случае необходимости уравновешивания сил инерции поступательно движущихся масс и реактивного момента первого порядка целесообразнее использовать двухвальный механизм, так как во-первых в этом механизме часть уравновешивающей массы находится на противовесах коленчатого вала, что обеспечивает компактность механизма, во-вторых балансирные валы вращаются с частотой первого порядка в одну и ту же сторону, противоположную вращения коленчатого вала, что избавляет от использования паразитной шестерни в приводе.

На примере двигателя ВАЗ 11113 рассмотрим работу двухвального механизма уравнивания (рис. 1). Данный механизм обеспечивает полное уравнивание центробежных сил инерции, сил инерции поступательно движущихся масс первого порядка, а так же реактивный момент первого порядка. Балансирными валами уравнивается 50% силы инерции поступательно движущихся масс первого порядка. При повороте коленчатого вала на угол  $90^\circ$  (сила инерции первого порядка равна нулю) сила инерции балансирных валов уравнивает силу инерции противовесов коленчатого вала и создает на плече  $h$  (смещение балансирных валов относительно коленчатого вала по вертикали) уравнивающий момент, который уравнивает реактивный момент.



Однако двухвальный механизм, так же как и механизм Mitsubishi будут уравнивать реактивный момент полностью только на определенной частоте (частоте настройки) (рис. 2). Это объясняется тем, что реактивный момент, создаваемый силами инерции, изменяется пропорционально квадрату частоты вращения коленчатого вала, как и момент создаваемый балансирными валами, а реактивный момент, создаваемый силами давления газов, мало зависит от частоты вращения коленчатого вала (рис. 3).

Для определения массово-геометрических параметров механизма первоначально определяют силу инерции поступательно движущихся масс первого порядка:

$$F_1 = mr_k \omega^2 A_1 \cos \varphi, \quad (1)$$

где:  $m$  - масса поступательно движущихся частей КШМ, кг;

$r_k$  - радиус кривошипа, м;

$\omega$  - частота вращения коленчатого вала, мин. $^{-1}$ ;

$A_1$  - коэффициент Фурье;

$\varphi$  - угол поворота кривошипа,  $^\circ$ .

Исходя из полученной силы инерции, определяют массу и размеры балансирных валов и противовесов на коленчатом валу.

Для определения смещения  $h$  балансирных валов относительно коленчатого вала по вертикали необходимо разложить реактивный момент от сил инерции и давления газов в ряд Фурье и выделить первый порядок.

Гармоническое разложение суммарного реактивного момента от сил давления газов у z - цилиндрического четырехтактного двигателя с равномерным чередованием вспышек имеет вид:

$$\Sigma M_{\Sigma}^z = zA_0 + z \sum_{k=1}^{\infty} \left( A_{\frac{z}{2}k} \cos \frac{z}{2} k\varphi + B_{\frac{z}{2}k} \sin \frac{z}{2} k\varphi \right), \quad (2)$$

где:  $A_0$  - среднее значение функции;

$A_{\frac{k}{2}}$  и  $B_{\frac{k}{2}}$  - коэффициенты Фурье.

Результирующий крутящий момент от сил инерции для z-цилиндрического четырехтактного двигателя имеет вид:

$$M_{\Sigma}^u = m_{gn} r_k \omega^2 B_k \sum_{i=1}^z \sum_{k=1}^{\infty} \sin k(\varphi + \delta(n-1)), \quad (3)$$

где:  $B_k$  - коэффициенты Фурье;

$i$  - порядковый номер цилиндра;

$\delta$  - сдвиг фаз между последовательно работающими цилиндрами.

Уравновешивающая сила создаваемая двухвальным механизмом уравновешивания будет определяться по формуле:

$$F_{y1}(n) = 4,98 \cdot 10^{-4} n^2. \quad (4)$$

Уравновешивающий момент при частоте настройки  $n=4500 \text{ мин}^{-1}$  создаваемый этой схемой будет определяться по формуле:

$$M_y(n) = 2.099 \cdot 10^{-6} n^2. \quad (5)$$

Зависимости уравновешивающего момента  $M_y(n)$  и суммарного реактивного момента  $\Sigma M(n)$  от сил инерции и давления газов первого порядка от частоты вращения коленчатого вала представлены на (Рис. 2,3).

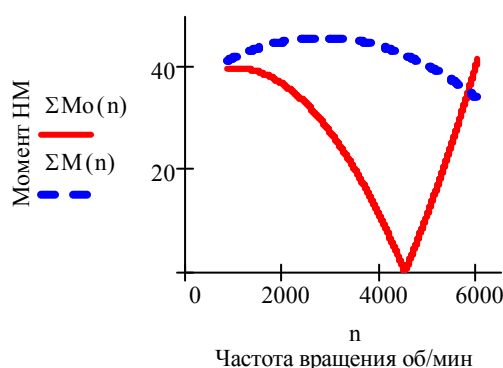


Рис. 2.

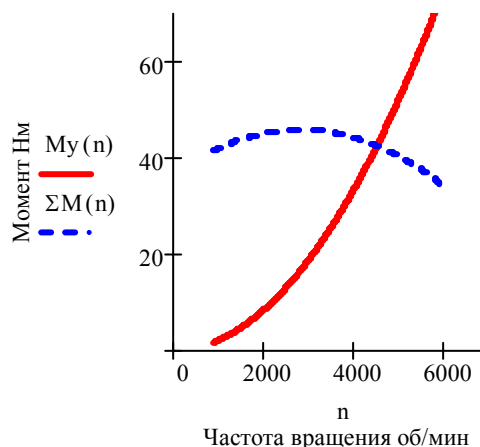


Рис. 3.

Для того, чтобы добиться полного уравновешивания реактивного момента первого порядка во всём рабочем диапазоне частот вращения двигателя, необходимо

изменять расстояние  $h$  (Рис.1) в зависимости от частоты вращения  $n$  коленчатого вала двигателя путём перемещения балансирных валов.

Проведенный анализ показывает, что уравнивание вибрационных сил и моментов, возникающих в автомобильных двигателях, с помощью дополнительных балансирных валов является эффективным средством снижения вибронагруженности автомобиля.

При разработке системы балансирных валов необходимо учитывать вибрационную нагруженность двигателя не только от сил инерции, но и от пульсаций реактивного момента при совместном воздействии газовых и инерционных сил.

#### Литература.

1. Тольский В.Е., Корчемный Л.В., Латышев Г.В., Минкин Л.М. Колебания силового агрегата автомобиля. М., «Машиностроение», 1976.
2. Щепетильников В.А. Уравнивание механизмов. – М. : Машиностроение, 1982.
3. A Patent of Lanchester (British Patent No. 26038 Priority 1911).
4. A Patent of Mitsubishi (British Patent No. 1498195 Priority April 1974 (JP)).

*Институт машиноведения РАН, Россия, Москва*

*Поступила: 14.02.08.*