

УДК 621.43

**П. В. Маков****Снижение виброн нагруженности ДВС при помощи механизмов уравнивания**

*Рассмотрено устройство для уравнивания двигателей внутреннего сгорания по патенту Mitsubishi и выявлен недостаток рассмотренного устройства. Предложено мероприятие по улучшению устройства Mitsubishi на примере двигателя ЗМЗ-4062.10.*

*Ключевые слова: уравнивание, виброн нагруженность.*

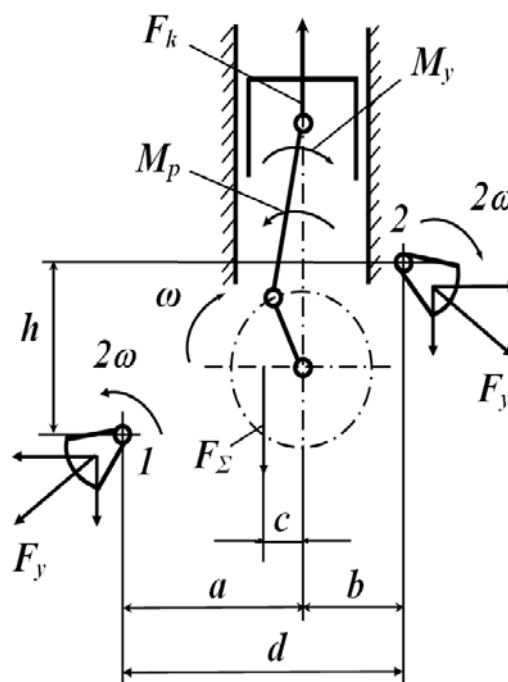
**Об авторах**

**Маков Петр Владимирович** – кандидат технических наук, доцент, зав. кафедрой «Автоматизация технологических процессов и производств» филиала «Протвино» государственного университета «Дубна». E-mail: avtomak1@yandex.ru. Московская обл., г. Серпухов, пер. Светлый, д. 4.

При использовании схемы уравнивания ДВС по патенту *Mitsubishi*, в соответствии с рис. 1 на примере двигателя ЗМЗ-4062.10, полное уравнивание реактивного момента второго порядка происходит только на частоте настройки –  $4360 \text{ мин.}^{-1}$ , что следует из рис. 2. Причиной этого являются два факта. Смысл первого сводится к тому, что синусная и косинусная составляющие реактивного момента второго порядка слабо зависят от частоты вращения коленчатого вала двигателя, а уравнивающие моменты прямо пропорциональны квадрату этой частоты. Второй состоит в том, что синусная и косинусная составляющие реактивного момента второго порядка в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала сначала увеличивают свое значение, затем уменьшают, а уравнивающие моменты в этом диапазоне только увеличивают свое значение.

Поэтому невозможно создать этой схемой уравнивания моменты, которые по своему значению с противоположным знаком точно повторяли бы синусную и косинусную составляющие реактивного момента. В итоге на частотах меньше или больше частоты настройки уравнивание реактивного момента происходит не полностью, следователь-

но, меньше снижается виброн нагруженность двигателя.

Рис. 1. Схема *Mitsubishi*

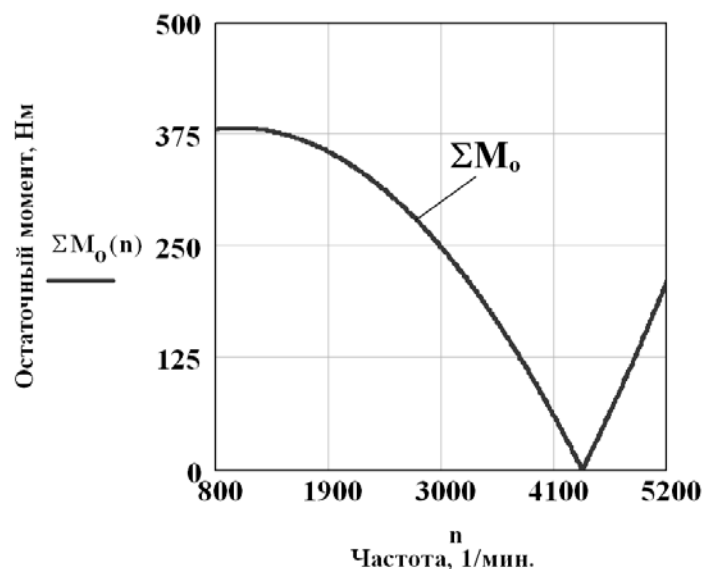


Рис. 2. Остаточный момент

Сделаем приближенную оценку эффективности уравнивания реактивного момента второго порядка при настройке системы уравнивания на частоты  $3000 \text{ мин.}^{-1}$  и  $4900 \text{ мин.}^{-1}$  по формулам:

– для частоты  $3000 \text{ мин.}^{-1}$ :

$$E_{M_1}(n) = 100\% - \left( \frac{\Sigma M_{o1}(n)}{\Sigma M_2(n)} \right) 100\% ,$$

– для частоты  $4900 \text{ мин.}^{-1}$ :

$$E_{M_2}(n) = 100\% - \left( \frac{\Sigma M_{o2}(n)}{\Sigma M_2(n)} \right) 100\% ,$$

где  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин.}^{-1}$ ;  $\Sigma M_{o1}(n)$ ;  $\Sigma M_{o2}(n)$  – суммарные остаточные реактивные моменты второго порядка, Нм;  $\Sigma M_2(n)$  – суммарный реактивный момент второго порядка, Нм.

Из анализа этих зависимостей следует, что при настройке на частоты  $3000 \text{ мин.}^{-1}$  и  $4900 \text{ мин.}^{-1}$ , как и на частоту  $4360 \text{ мин.}^{-1}$ , реактивный момент уравнивается полностью только на этих частотах. Однако в отличие от настройки на частоты  $4360 \text{ мин.}^{-1}$  и  $4900 \text{ мин.}^{-1}$  при настройке на частоту  $3000 \text{ мин.}^{-1}$  в области  $4060 - 5200 \text{ мин.}^{-1}$  происходит переуравнивание реактивного момента второго порядка, т.е. в этой области реактивный момент не только не снижает своего значения, но, наоборот, увеличивает его. В результате в этой области будет усиливаться

вибронгруженность двигателя, т.е. система уравнивания станет играть отрицательную роль.

Частота, с которой будет начинаться переуравнивание реактивного момента, равна  $4100 \text{ мин.}^{-1}$ .

Из вышесказанного следует, что для устранения выявленного недостатка необходимо совершенствовать схему уравнивания по патенту *Mitsubishi*.

Для того чтобы добиться полного уравнивания реактивного момента второго порядка во всем рабочем диапазоне частот вращения двигателя, необходимо изменять расстояния  $c$  и  $h$  в зависимости от частоты вращения  $n$  коленчатого вала двигателя путем перемещения валов 1 и 2 в соответствии с рис. 2. Тогда эффективность уравнивания реактивного момента будет равна 100% не на одной частоте, а во всем рабочем диапазоне двигателя.

Для этого была разработана принципиальная схема управления перемещением валов 1 и 2, показанная на рис. 3, и алгоритм ее работы.

В состав схемы входят уравнивающие валы 1 и 2, блок управления 3, датчик частоты вращения коленчатого вала 4, датчики положения уравнивающих валов 5 и 6 и механизмы изменения положения уравнивающих валов 7 и 8.

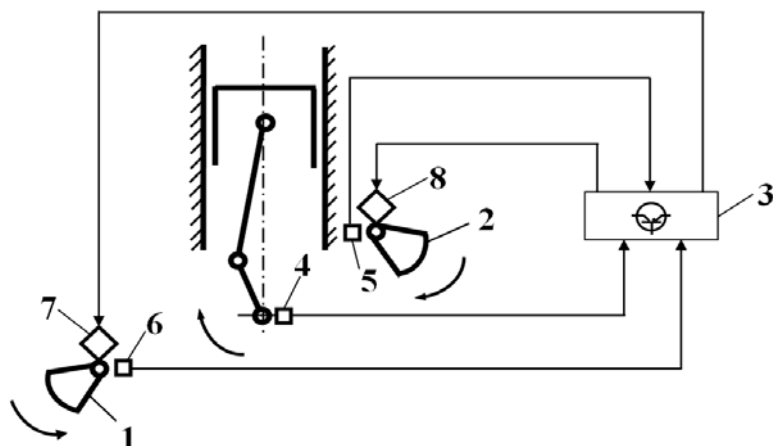


Рис. 3. Схема управления перемещением уравнивающих валов

Алгоритм работы состоит в следующем.

Блок управления на основе сигналов, полученных от датчиков по заложенной в его памяти программе, вычисляет величину изменения расстояний  $s$  и  $h$  и на основе этого формирует сигналы управления механизму изменения положения.

Этот механизм, в свою очередь, будет перемещать валы на необходимые расстояния по вертикали и горизонтали в зависимости от частоты вращения коленчатого вала  $n$ . Таким

образом, центробежные силы, создаваемые противовесами уравнивающих валов, будут создавать уравнивающий момент, который будет равен по значению, но противоположен по направлению реактивному моменту второго порядка во всем рабочем диапазоне ( $800\text{--}5200 \text{ мин.}^{-1}$ ) частот вращения коленчатого вала двигателя.

Графические зависимости расстояний  $s$  и  $h$  от частоты  $n$  показаны на рис. 4 и 5.

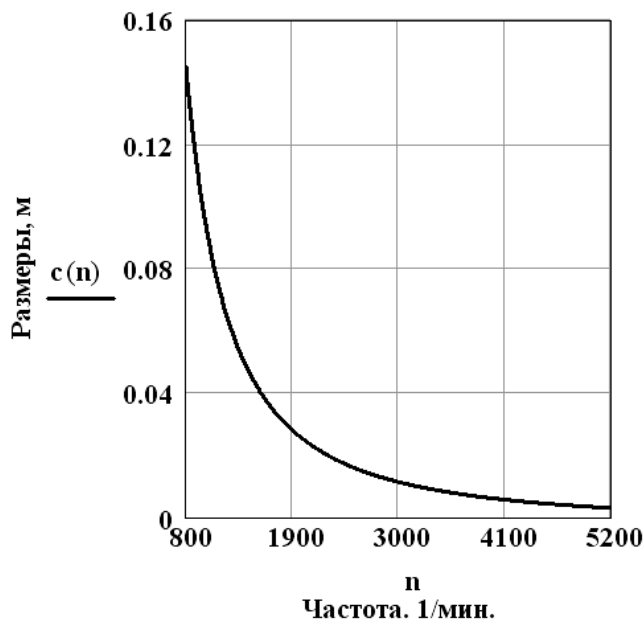


Рис. 4. Зависимости расстояний  $s$  и  $h$  от частоты  $n$

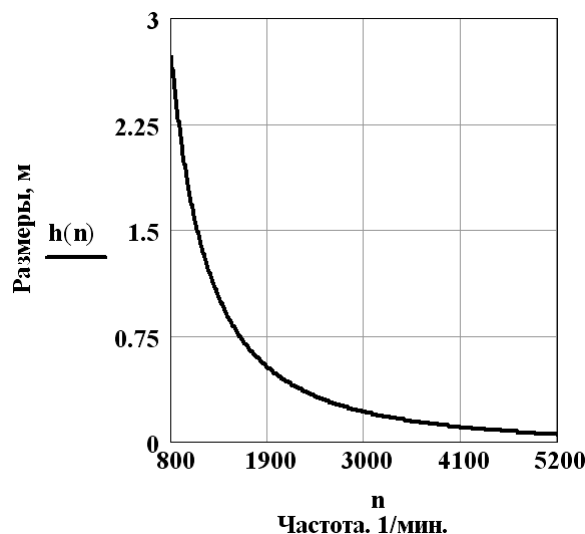


Рис. 5. Зависимости расстояний  $c$  и  $h$  от частоты  $n$

Зависимость расстояний  $c$  и  $h$  от частоты  $n$  определяется по формулам

$$c = \left| \frac{M_{2c}}{2F_{y2}} \right| = \left| \frac{-36.6 - 7.26 \cdot 10^{-3} \cdot n + 1.39 \cdot 10^{-6} \cdot n^2}{4.47 \cdot 10^{-4} \cdot n^2} \right|,$$

$$h = \left| \frac{M_{2s}}{F_{y2}} \right| = \left| \frac{346 + 0.068 \cdot n - 1.45 \cdot 10^{-5} \cdot n^2}{2.235 \cdot 10^{-4} \cdot n^2} \right|.$$

Из этих зависимостей следует, что расстояние  $c$  необходимо изменять в пределах 0,145–0,003 м, а расстояние  $h$  – в пределах

$$\Sigma M_{o4}(n) = \sqrt{\left( |M_{2s}(n)| - |M_{ys4}(n)| \right)^2 + \left( |M_{2c}(n)| - |M_{yc4}(n)| \right)^2}.$$

Зависимости результирующего реактивного момента второго порядка  $\Sigma M_2(n)$  и остаточного реактивного момента второго порядка  $\Sigma M_{o4}(n)$  приведены на рис. 6.

Из анализа рис. 6 следует, что полное уравновешивание реактивного момента происходит в диапазоне частот 3000–5200 мин.<sup>-1</sup>. На частотах 800–3000 мин.<sup>-1</sup> уравновешивание составляет 8–100%.

Таким образом, усовершенствованная схема по патенту *Mitsubishi* позволяет довести

2,732–0,051 м, при изменении частоты  $n$  от 800 до 5200 мин.<sup>-1</sup>. Однако если перемещать вал на расстояния  $c = 0,145$  м и  $h = 2,732$  м, то двигатель будет очень громоздким, а размеры двигателя и подкапотного пространства, как известно, имеют свои ограничения. Поэтому приемлемыми будут следующие пределы:  $c = 0,003$ –0,0114 м (при изменении частоты  $n$  от 5200 до 3000 мин.<sup>-1</sup>) и  $h = 0,051$ –0,21 м (при изменении частоты  $n$  от 5200 до 3000 мин.<sup>-1</sup>).

Остаточный реактивный момент второго порядка будет определяться зависимостью

эффективность уравновешивания реактивного момента до 100% в диапазоне частот 3000–5200 мин.<sup>-1</sup>.

Невозможность довести этот диапазон до 800 мин.<sup>-1</sup> объясняется тем, что сила инерции поступательно движущихся масс второго порядка и реактивный момент второго порядка уравновешиваются одной и той же центробежной силой инерции, создаваемой противовесами дополнительных валов.

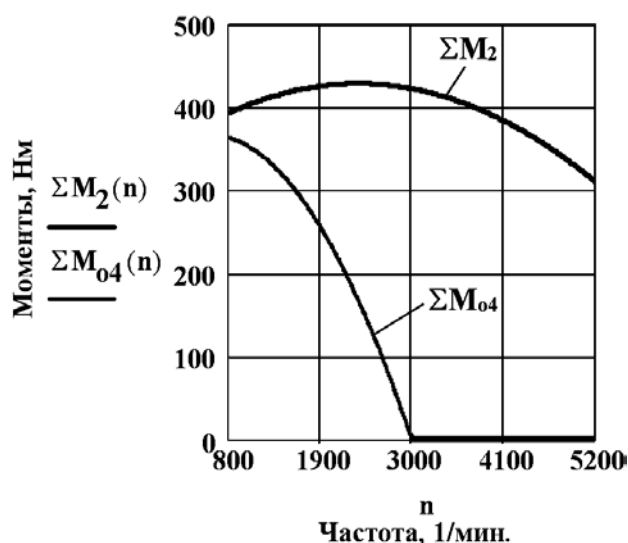


Рис. 6. Зависимости реактивного и остаточного моментов от частоты вращения коленчатого вала ДВС

То есть, не имея возможности перемещать валы на большие расстояния (не позволяют размеры двигателя и подкапотного пространства), мы могли бы увеличивать центробежную силу инерции противовесов. Но в этом случае эта сила будет больше силы инерции второго порядка, в результате произойдет ее переуравновешивание и ухудшение вибрационной характеристики двигателя.

Для того чтобы реактивный момент второго порядка уравновешивался полностью во всем рабочем диапазоне частот вращения двигателя (800–5200 мин.<sup>-1</sup>), необходимо создавать трехвальную схему уравновешивания при наличии системы автоматического перемещения этих валов.

Однако следует иметь в виду, что последний вывод справедлив для рассматриваемого в статье двигателя ЗМЗ – 4062.10. В других двигателях соотношение сил инерции поступательно движущихся масс, центробежных сил инерции противовесов и реактивного момента соответствующего порядка может быть другим, что, возможно, позволит (а может и нет, в зависимости от значения соотношения) полностью уравновешивать момент инерции второго порядка во всем рабочем диапазоне конкретного двигателя, используя схему *Mitsubishi* с автоматическим перемещением валов. Для этого необходимо проводить анализ сил инерции и реактивного момента, а также расчет схемы уравновешивания *Mitsubishi* с автоматическим перемещением валов применительно к конкретному двигателю.

### Выводы

1. При настройке системы уравновешивания по патенту *Mitsubishi* на частоты, не превышающие 4100 мин.<sup>-1</sup>, будет происходить переуравновешивание реактивного момента второго порядка (в определенном диапазоне), а на частоты выше 4100 мин.<sup>-1</sup> – уравновешивание.

2. Для того чтобы реактивный момент второго порядка в рассматриваемом двигателе ЗМЗ – 4062.10 уравновешивался полностью во всем рабочем диапазоне частот вращения двигателя (800–5200 мин.<sup>-1</sup>), необходимо создавать трехвальную схему уравновешивания при наличии системы автоматического перемещения этих валов.

3. Необходимость применения трехвальной схемы уравновешивания в двигателях других моделей и производителей зависит от соотношения сил инерции поступательно движущихся масс, центробежных сил инерции противовесов и реактивного момента соответствующего порядка.

### Библиографический список

1. Автомобильный справочник. – М. : За рулем, 2000. – 456 с.
2. Двигатель автомобилей ГАЗ–3110 «Волга» / под ред. А.А. Калашникова. – М. : Колесо, 1998. – 240 с.
3. Луканин, В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. Книга 2. Динамика и конструирование / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров. – М. : Высш. шк., 2007. – 400 с.

4. Патент Mitsubishi: ВР 1498195 Priority April 1974 (JP).

5. Тольский, В. Е. Колебания силового агрегата автомобиля / В.Е. Тольский [и др.]. – М. : Машиностроение, 1976. – 266 с.

6. Щепетильников, В. А. Уравновешивание механизмов / В.А. Щепетильников. – М. : Машиностроение, 1982. – 256 с.

---

*Поступила в редакцию  
14.12.2018*