

#09, сентябрь 2015

УДК 621.431.73

Уравновешивание четырёхтактных автотракторных двигателей

*Русаков-Руденко А.Ю., студент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Поршневые двигатели»*

*Научный руководитель: Чайнов Н.Д., д.т.н, профессор
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Поршневые двигатели»
ivaschen@power.bmstu.ru*

Методы уравновешивания двигателя

Уравновешенным называется двигатель, у которого силы и моменты, действующие на его остов при установившемся режиме работы, постоянны по величине и направлению.

Свободными силами, неуравновешенными при отсутствии специальных устройств внутри двигателя, являются:

P_j^1 – гармонически изменяющаяся сила инерции первого порядка от возвратно-поступательно движущихся масс;

P_j^2 – гармонически изменяющаяся сила инерции второго порядка от возвратно-поступательно движущихся масс. Существуют силы инерции третьего, четвертого и так далее порядков, но они настолько малы, что их обычно не учитывают;

P_c – центробежная сила инерции неуравновешенных вращающихся масс;

Неуравновешенные силы, переменные по величине и направлению, могут вызвать вибрации, как двигателя, так и всей энергетической установки.

Кроме того, при уравновешивании указанных сил в многоцилиндровом двигателе могут появиться свободные моменты этих сил. Особенно значительные вибрации могут вызываться неравномерным реактивным моментом, который при любом положении коленчатого вала равен по величине, но противоположен по направлению крутящему моменту двигателя.

Уравновешивание современных автомобильных и тракторных двигателей можно осуществить двумя способами, которые часто применяются одновременно:

1. Расположением определенным образом цилиндров и выбором такой схемы коленчатого вала, чтобы переменные силы инерции и их моменты взаимно уравнивались;
2. Созданием с помощью дополнительных масс (противовесов) новых сил, в любой момент времени равных по величине, но противоположных по направлению основным уравниваемым силам.

Уравнивания сил инерции вращающихся масс кривошипно-шатунного механизма двигателя достигают таким размещением вращающихся масс кривошипов или масс противовесов, при котором соблюдаются два условия:

1. Центр тяжести приведенной системы вала находится на оси вращения;
2. Сумма моментов центробежных сил инерции вращающихся масс относительно любой точки оси вала равняется нулю.

Соблюдение первого условия обуславливает так называемую статическую уравновешенность, так как уравновешенность в этом случае проверяют путем статической балансировки вала на призмах. Выполнение второго условия (при одновременном соблюдении первого) обеспечивает так называемую динамическую уравновешенность, которую проверяют при вращении вала на балансировочном станке.

Уравнивание сил инерции 1-го и 2-го порядка, а также центробежных сил инерции существенно усложняет двигатель, поэтому конструктору необходимо принимать решение об уравнивании двигателя исходя из назначения и условий эксплуатации техники.

Неполное уравнивание одноцилиндрового двигателя

Неуравновешенные силы равны:

$$P_j^1 = -m_{\text{пд}} \omega^2 R \cos \alpha,$$

$$P_j^2 = -m_{\text{пд}} \omega^2 R \lambda \cos 2\alpha,$$

$$P_c = m_{\text{вр}} R \omega^2.$$

В одноцилиндровых двигателях силы инерции первого порядка уравниваются грузами 1 (рис. 1), установленными на концах двух валиков 2, вращающихся со скоростью коленчатого вала 4. При этом центробежные силы инерции вращающихся грузов раскладываются на две составляющие: вертикальные $P_y = m_{\text{пр}} R_{\text{пр}} \omega^2 \cos \alpha$ и горизонтальные $P_x = m_{\text{пр}} R_{\text{пр}} \omega^2 \sin \alpha$. Последние, равные по величине и направленные по одной прямой, но в противоположные стороны, взаимно уравниваются.

Вертикальные же силы, равные по величине и направленные в одну сторону, складываются. Массу противовесов подбирают так, чтобы вертикальная составляющая центробежной силы этой массы при любом положении коленчатого вала была равна по величине силе P_j^1 , но противоположна ей по направлению.[2]

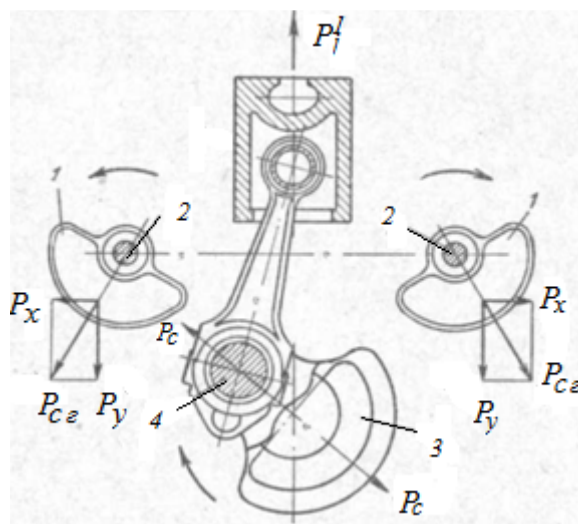


Рис. 1. Уравновешивание сил инерции первого порядка дизелей Д-14 и Д-20

Таким образом, установка противовесов лишь переносит действие силы инерции первого порядка из вертикальной плоскости в горизонтальную и, следовательно, полностью уравновесить эту силу при помощи противовесов, установленных дополнительных валах, нельзя. Нельзя также уравновесить данным способом и силу инерции второго порядка.

Центробежная сила инерции вращающихся масс P_c может быть полностью уравновешена установкой противовесов 3 массой m_{np} на радиусе R_{np} продолжения щек коленчатого вала. Масса противовесов: $m_{np} = \frac{1}{2} m_{вр} \frac{R}{R_{np}}$.

Полное уравновешивание одноцилиндрового ДВС (метод Ланчестера)

Полное уравновешивание сил инерции первого и второго порядков может быть достигнуто лишь при помощи метода дополнительных валов с противовесами (рис. 2).

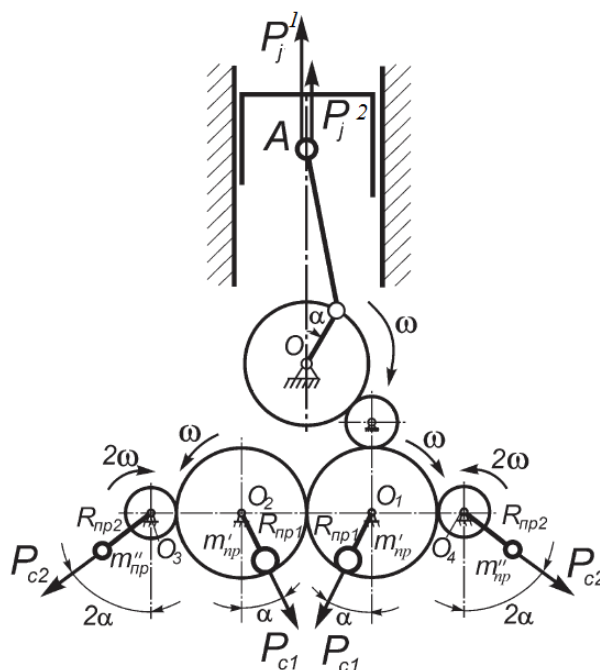


Рис. 2. Уравновешивание с помощью механизма Ланчестера

Сила инерции второго порядка P_j^2 может быть уравновешена аналогично, т. е. установкой противовесов на валах, приводимых в движение при помощи шестерен и вращающихся в разные стороны с удвоенной угловой скоростью. В этом случае масса каждого из противовесов $m''_{пр}$ и расстояние ее центра тяжести от оси соответствующего вала $R_{пр2}$ должны быть таковы, чтобы обеспечивалось равенство: $m''_{пр2} R_{пр2} = \frac{1}{8} m_{пд} R \lambda$.

Сила инерции 1-го может быть уравновешена путем установки противовесов на дополнительных валах. Для данных противовесов будет справедливо равенство: $m_{пр1} R_{пр1} = \frac{1}{2} m_{пд} R$. [1]

Вследствие конструктивной сложности механизм Ланчестера практически не используется в транспортных двигателях и применяется лишь в специальных стационарных установках, предназначенных для проведения исследовательских работ.

Уравновешивание двухцилиндрового двигателя

В данном двигателе неуравновешенными остаются силы инерции поступательно движущихся масс 1-го и 2-го порядка, а так же центробежные силы инерции вращающихся масс:

$$P_j^1 = -2m_{пд} R \omega^2 \cos \alpha,$$

$$P_j^2 = -2m_{пд} \lambda R \omega^2 \cos 2\alpha,$$

$$P_c = 2m_{\text{вр}} R \omega^2.$$

Зеркальная схема коленчатого вала (рис. 3) позволяет достичь равномерности чередования вспышек, также при такой схеме силы инерции 1-го, 2-го порядка и центробежные силы инерции не создают моментов.

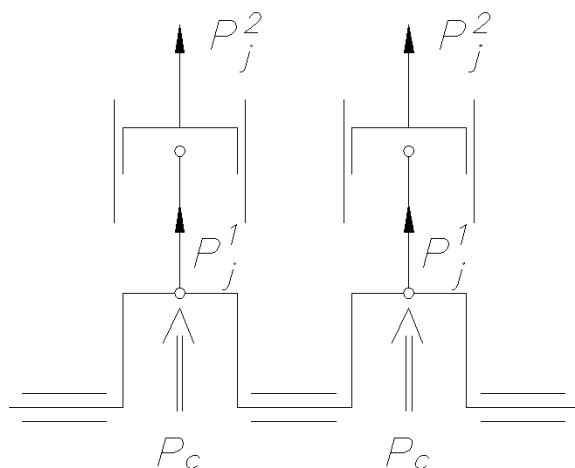


Рис. 3. Расчетная схема коленчатого вала двухцилиндрового двигателя

Уравновешивание осуществляется аналогично одноцилиндровому двигателю.

Данный двигатель в настоящий момент применяется на автомобилях ВАЗ-1111 «Ока», Tata Nano, Fiat 500 и некоторых других малолитражных автомобилях. Т.к. цена подобных автомобилей должна быть как можно более низкой, от уравновешивания сил 2-го порядка путем установления дополнительных валов обычно отказываются, а возникающие колебания гасятся за счет подвески.

Уравновешивание двухцилиндрового V-образного двигателя с общим кривошипом

В общем случае данная схема не обеспечивает равномерности чередования вспышек ни для двух-, ни для четырехтактных двигателей. Исключения составляют оппозитные двигатели, которые являются частным случаем V-образного двигателя. Такая схема используется из-за компоновочных соображений в основном в мототехнике. В автомобилестроении данный тип двигателя использовался в частности на Mazda R360.

В подобном двигателе силу инерции 1-го порядка можно полностью уравновесить, если угол между кривошипами равен разности между удвоенным углом развала цилиндров и 180° . Вспышки в цилиндрах чередуются неравномерно, при увеличении угла развала эта неравномерность уменьшается. Также кривошипы могут быть расположены под углом, равным углу развала, таким образом, что поршни синхронно достигают

верхней мёртвой точки, таким образом обеспечивается равномерное чередование вспышек. Сила инерции 2-го порядка уравнивается балансирующими валами и уменьшается при увеличении угла развала цилиндров.

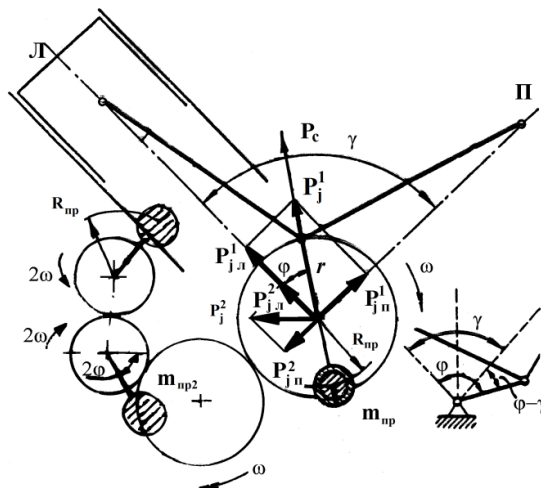


Рис. 4. Схема уравнивания V-образного двигателя с углом развала цилиндров γ

Рассмотрим общий случай уравнивания V-образного двигателя с углом развала цилиндров γ (рис. 4). Неуравновешенные силы 1-го порядка по цилиндрам:

$$\text{левый цилиндр} \quad P_{jЛ}^1 = -m_{\text{пд}} \omega^2 R \cos \alpha,$$

$$\text{правый цилиндр} \quad P_{jП}^1 = -m_{\text{пд}} \omega^2 R \cos(\alpha - \gamma).$$

По теореме косинусов равнодействующая сила в секции:

$$\sum P_j^1 = \sqrt{(P_{jЛ}^1)^2 + (P_{jП}^1)^2 + 2 * P_{jЛ}^1 * P_{jП}^1 * \cos \gamma} \quad \text{или}$$

$$\sum P_j^1 = m_{\text{пд}} \omega^2 R \sqrt{\cos^2 \alpha + \cos^2(\alpha - \gamma) + 2 \cos \alpha * \cos(\alpha - \gamma) * \cos \gamma}.$$

Аналогично равнодействующая сил инерции 2-го порядка:

$$\sum P_j^2 = m_{\text{пд}} \omega^2 \lambda R \sqrt{\cos^2 2\alpha + \cos^2 2(\alpha - \gamma) + 2 \cos 2\alpha * \cos 2(\alpha - \gamma) * \cos \gamma}.$$

Центробежная сила инерции неуравновешенных вращающихся масс будет равна: $P_c = m_{\text{вр}} R \omega^2$. Эту силу можно уравновесить с помощью противовесов на продолжении штек.

В V-образных автомобильных и тракторных двигателях обычно применяют рядом сидящие шатуны. Из-за несоосности на двигатель действует дополнительный момент, однако вследствие незначительности он обычно не учитывается.

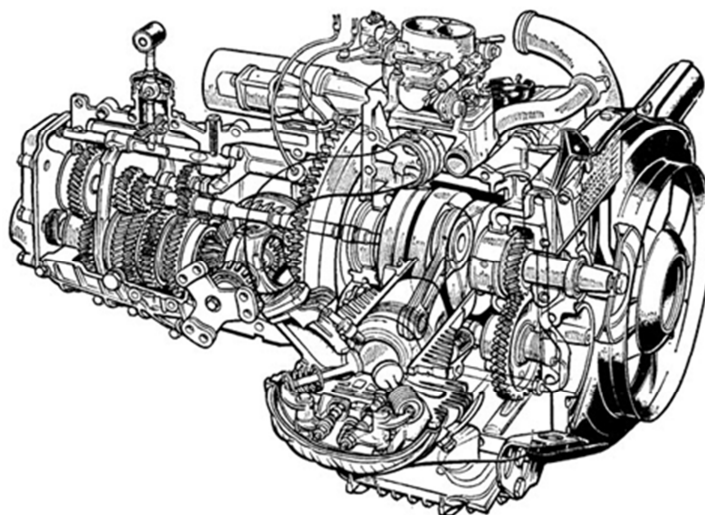


Рис. 5. силовая установка автомобиля «Ситроен 2CV»

Условие соосности цилиндров можно выполнить путем применения, например, вильчатого шатуна в одном из цилиндров. Такое решение с успехом применялось в оппозитных двигателях малолитражных автомобилей «Ситроен» (рис. 5), «Татра 12» и др.[4]

Уравновешивание трехцилиндрового двигателя

Интерес к трехцилиндровым четырехтактным двигателям появился в процессе поиска повышения индикаторного КПД путем увеличения размера цилиндра. Несмотря на то, что двигатель уравновешен по силам инерции, неуравновешенными остаются моменты от этих сил:

$$M_1 = -m_{\text{пд}} R \omega^2 a (1,5 \cos \alpha - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin \alpha),$$

$$M_2 = -m_{\text{пд}} R \lambda \omega^2 a (1,5 \cos 2\alpha + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2\alpha),$$

$$M_c = \sqrt{3} P_c a, \text{ где } a - \text{расстояние между цилиндрами.}$$

Так как требования к уровню вибраций и шуму в автомобиле постоянно возрастают, то на трехцилиндровом двигателе применяется дополнительный вал для уравновешивания моментов сил инерции 1-го порядка с помощью вращающихся в противоположные стороны противовесов на коленчатом и уравновешивающем валах. Такой способ уравновешивания трехцилиндрового японского двигателя «Daihatsu» показан на рис. 6.[4]

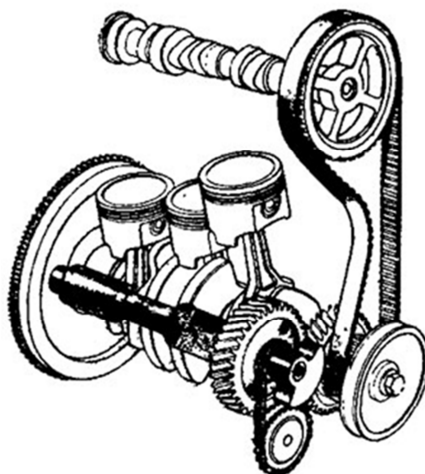


Рис. 6. Двигатель «Daihatsu»

Уравновешивание четырехцилиндровых двигателей

На данных двигателях устанавливают плоский коленчатый вал с углом развала между кривошипами 180° (рис. 7). Порядок работы цилиндров: 1–2–4–3 или 1–3–4–2.



Рис. 7. Коленчатый вал с углом развала между кривошипами 180°

В плоском коленчатом валу неуравновешенными остаются только силы инерции поступательно движущихся масс 2-го порядка, которые можно уравновесить с помощью балансирных валов, вращающихся с удвоенной угловой скоростью:

$$\sum P_j^2 = -4m_{\text{пд}} R \lambda \omega^2. (1)$$

Однако моменты от силы P_c значительно нагружают коренные шейки коленчатого вала. Для разгрузки шеек и подшипников на щеки кривошипов устанавливают противовесы.



Рис. 8. Двигатель Volvo B4164T3

Чтобы наглядно продемонстрировать величину силы инерции второго порядка рассмотрим двигатель Volvo B4164T3 (рис. 8).

Для оценки величины силы инерции 2-го порядка зададимся массой поступательно движущихся частей ($m_{\text{пд}}$), длиной кривошипа (R), отношением (λ) длин шатуна (L) и кривошипа (R) и угловой скорости вращения коленчатого вала (ω при $n=5700$ об/мин на режиме максимальной мощности). Для данного двигателя значения этих параметров будут составлять:

$$m_{\text{пд}} = 0,5 \text{ кг},$$

$$R = 40,7 \text{ мм},$$

$$\lambda = 0,4,$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi 5700}{30} = 596,6 \text{ рад/с}.$$

Силы инерции 2-го порядка вычисляются по формуле (1):

$$\sum P_j^2 = 4m_{\text{пд}}R\lambda\omega^2 = 11589 \text{ Н}.$$

В пересчете на 1 цилиндр данная сила будет составлять: $P_{1j}^2 = 2897 \text{ Н}.$

Определим массу противовесов для уравнивания силы P_{1j}^2 . При радиусе противовесов $R_{\text{пр2}} = 0.015 \text{ м}$ их масса: $m_{\text{пр2}} = \frac{1}{2} \frac{m_{\text{пд}}\lambda R}{R_{\text{пр2}}} = 0,27 \text{ кг}.$ При этом необходимо помнить, что скорость вращения противовесов составляет 2ω , т.е. $1193,2 \text{ рад/с}.$

Впервые балансирующие валы на своих автомобилях применила в 1976 году компания Mitsubishi. В настоящее время балансирующие валы достаточно широко используются в продукции других автопроизводителей. Привод балансирующих валов осуществляется непосредственно от коленчатого вала. В качестве привода могут использоваться зубчатый редуктор, цепная передача или их комбинация. Для гашения крутильных колебаний, возникающих при вращении валов, в приводной звездочке цепного привода устанавливается пружинный гаситель колебаний.

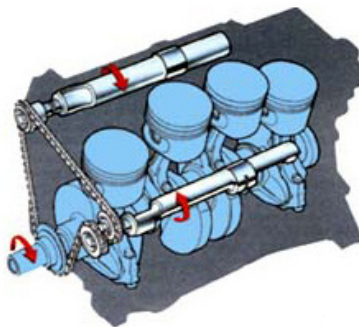


Рис. 9. Схема уравнивания двигателя SAAB 2,3 л

Пример рядной «четвёрки» с балансирующими валами — двигатель SAAB 2,3 литра (рис. 9). Здесь балансирующие валы расположены сверху и соединены зубчатой передачей.

Уравнивание V-образного четырехцилиндрового двигателя

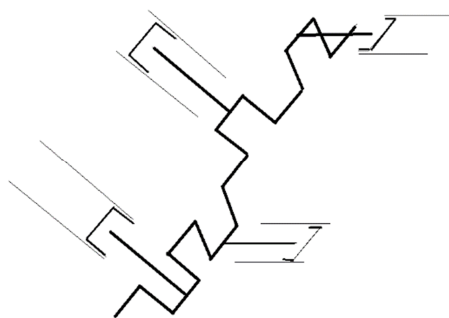


Рис. 10. Схема V-образного четырехцилиндрового двигателя

Данные двигатели (рис. 10) представляют соединение двух двухцилиндровых V-образных схем. Таких двигателей было немного — двигатель Ford Taunus образца 60-х годов и двигатель «Запорожца». Подобные двигатели (угол развала между кривошипами составлял 90°) оснащались балансирующим валом для уравнивания сил инерции 1-го порядка. Также проводились эксперименты по уменьшению угла развала блоков, например, в Lancia Fulvia 70-х годов угол развала блока составлял 23° .

Из современных конструкций можно отметить V-образный двигатель с углом развала 180 градусов, так называемый, оппозитный двигатель. Неуравновешенным остается только момент от сил инерции второго порядка, который стремится развернуть двигатель вокруг вертикальной оси. Однако двигатели Subaru (рис. 11) обходятся без балансирных валов.

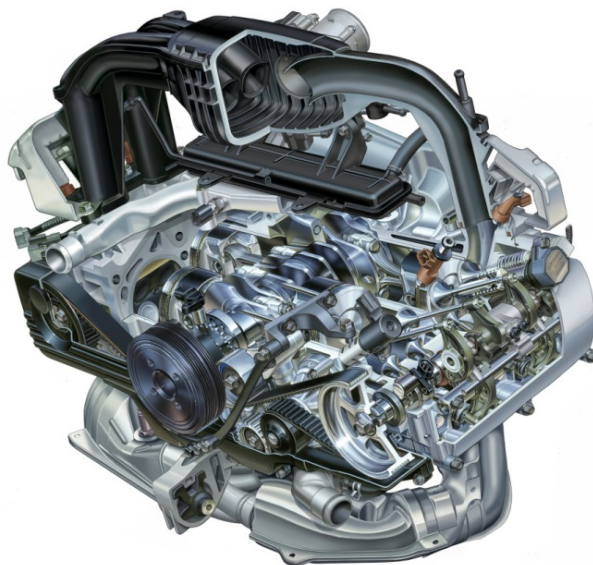


Рис. 11. Оппозитный двигатель Subaru, т.н. «boxer»

Уравновешивание пятицилиндровых двигателей

Подобные двигатели появились на серийных автомобилях сравнительно недавно - в середине 70-х годов на автомобилях Mercedes-Benz (рис. 12) и Audi. А в конце 80-х годов такие двигатели сделали Volvo и FIAT.

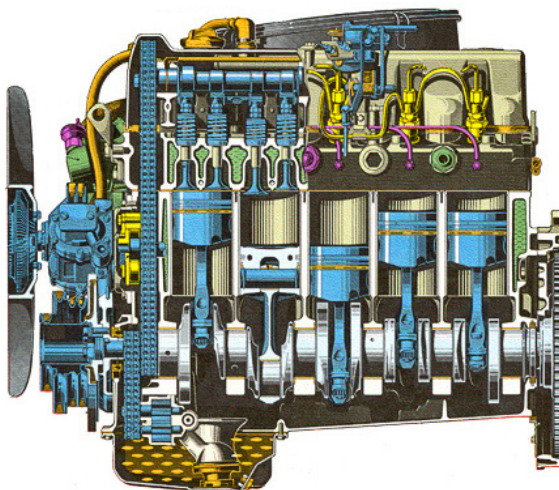


Рис. 12. Пятицилиндровый двигатель Mercedes-Benz

Силы инерции в этих двигателях компенсируются, но моменты остаются неуравновешенными. Во время работы двигателя по блоку постоянно «пробегают» волна изгибающего момента, поэтому блок должен быть весьма жёстким. Правда, инженеры FIAT применяли балансирный вал, который полностью уравнивал все моменты.

Уравновешивание шестицилиндровых двигателей

Кривошипы двигателя (рис. 13) попарно расположены под углом 120° . При таком расположении колен вала силы инерции, центробежные силы и моменты от сил инерции и центробежных сил самоуравновешиваются.

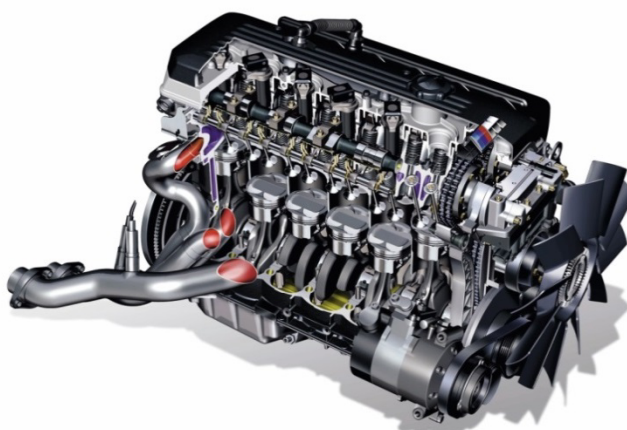


Рис. 13. Двигатель BMW M3

В двигателе V6 с углом развала блока 90° сдвоенные кривошипы расположены под углом 120° . Возникающая неравномерность хода может компенсироваться за счёт утяжелённого маховика, но лишь отчасти. Для уравнивания свободного момента от сил второго порядка необходим один балансирный вал. В двигателе Citroen 3.0 V6 он был установлен в одной из головок блока (рис. 14).

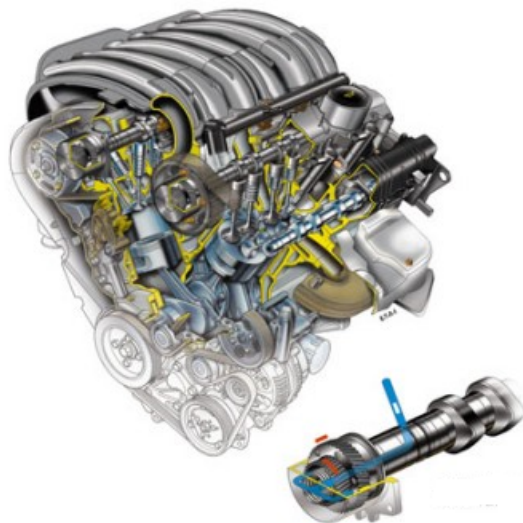


Рис. 14. Двигатель Citroen 3.0 V6

В двигателях с углом развала 60° каждый шатун устанавливается на своём кривошипе, но необходимость в балансирном вале исчезает.

Уравновешивание восьмицилиндрового V-образного двигателя

В восьмицилиндровых двигателях с углом между рядами цилиндров 90° применяют коленчатые валы с четырьмя кривошипами, расположенными в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 15). При уравновешивании условно рассматривают такие двигатели, как последовательное соединение четырех двухцилиндровых V-образных двигателей с рядом сидящими шатунами.

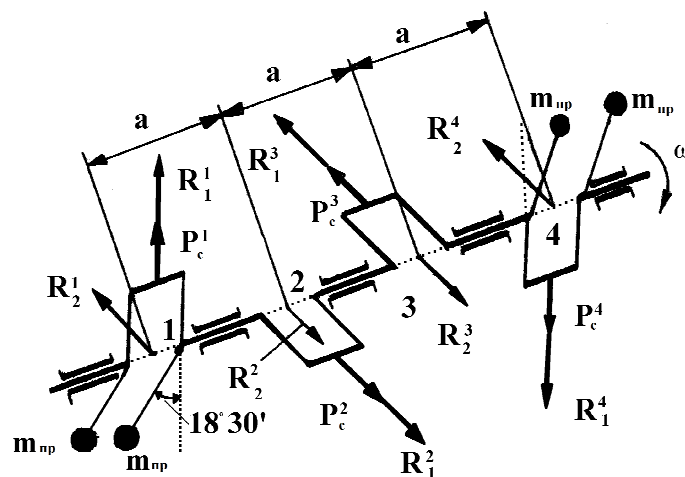


Рис. 15. Уравновешивание V-образного восьмицилиндрового двигателя

Силы инерции первого и второго порядков, центробежная сила и момент сил инерции второго порядка уравновешены, т. е. $\sum_1^4 P_j^1 = 0$, $\sum_1^4 P_j^2 = 0$, $\sum_1^4 P_c = 0$, $\sum_1^4 M_{P_j^2} = 0$.

Результирующий момент сил инерции первого порядка и центробежных сил составляет: $\sum_1^4 M_{P_j^1 + P_c} = \sqrt{M_\Gamma^2 + M_B^2} = (m_{\text{пд}} + m_{\text{впр}}) \omega^2 R a \sqrt{10}$,

где $M_\Gamma = (R_1^1 + P_c^1) 3a$ – горизонтальная составляющая результирующего момента,

$M_B = (R_1^2 + P_c^2) a$ – вертикальная составляющая результирующего момента,

R_1^1 – силы инерции 1-го порядка от 1 пары цилиндров,

R_1^2 – силы инерции 1-го порядка от 1 пары цилиндров.

Моменты сил инерции первого порядка и центробежных сил обычно уравновешивают противовесами, установленными на щеках коленчатого вала. Продольный момент от сил инерции первого порядка может быть уравновешен установкой противовесов на концах коленчатого вала. Массу каждого противовеса, размещаемого на концах вала, определяют из уравнения:

$$2m_{\text{пр}} \omega^2 R_{\text{пр}} 3a = (m_{\text{пд}} + m_{\text{впр}}) \omega^2 R a \sqrt{10}.$$

$$\text{Из уравнения масса противовесов равна: } m_{\text{пр}} = \frac{(m_{\text{пд}} + m_{\text{впр}}) \sqrt{10}}{2} \frac{R}{R_{\text{пр}}}.$$

На практике часто устанавливают противовесы на щеках кривошипа и на концах коленчатого вала (двигатели ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, ЗИЛ-131 и др.).

Уравновешивание V-образных десятицилиндровых двигателей

Степень уравновешенности таких двигателей такая же, как у пятицилиндровых. Такие двигатели обычно устанавливаются на, так называемые, «супер-кары», такие как Dodge Viper или на гоночные машины класса «Формула-1» (рис. 16), а также на пикапы Dodge RAM. Как видно из назначения подобных двигателей, вопросы вибраций не являются первоочередными.

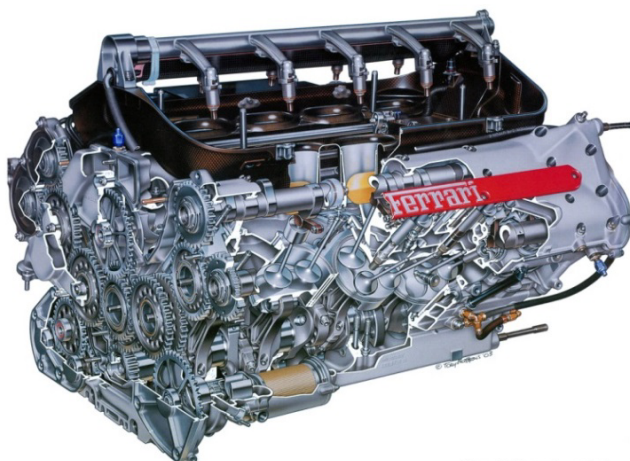


Рис. 16. Двигатель Ferrari V10 для автомобилей класса «Формула-1»

Характеристики двигателя Ferrari V10 2005 приведены в таблицы.

Полный объем двигателя	3 л
Мощность при 19100 об/мин	700 кВт (920 л.с.)
Наддув	Без наддува
Количество клапанов на цилиндр	4
Охлаждение	Жидкостно-воздушное
Диаметр цилиндра	~ 98 мм
Ход поршня	~ 39.7 мм
Вес двигателя	90-91 кг
Материал блока цилиндров	Алюминиевый сплав
Угол развала цилиндров	90 °
Степень сжатия (2003)	12,6:1

Другие схемы расположения цилиндров. VR6, VR5, W12.

Двигатель VR5 2.3 конструкторы Volkswagen получили, убрав один цилиндр мотора VR6 (рис 17.). Угол развала компактного блока — 15 °, все пять цилиндров имеют общую головку блока.

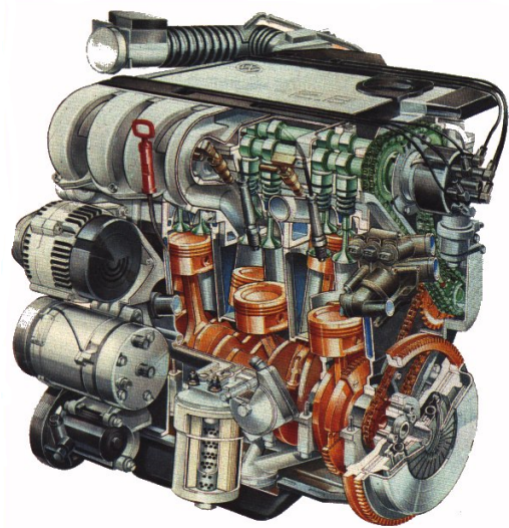


Рис. 17. Volkswagen VR6

Также инженеры компании Volkswagen разработали очень компактный двигатель W12, который дебютировал в 1998 году на концепт-каре W12 Roadster. На фотографии хорошо видно шахматное расположение цилиндров пары блоков, объединённых в одной отливке под углом 72° . [5] Длина 420-сильного двигателя (рис. 18) — всего 51 см, ширина — 70 см.

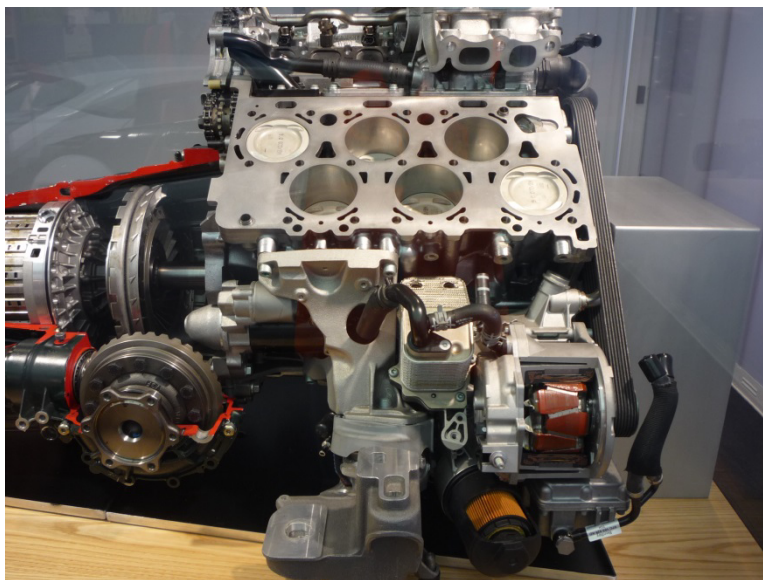


Рис. 18. Volkswagen W12

Практическая уравновешенность многоцилиндровых двигателей.

Положения, установленные выше, справедливы лишь в том случае, если возвратно-поступательно движущиеся и вращающиеся части в различных цилиндрах одинаковы по

весу и размерам. В действительности всегда будут некоторые, как весовые, так и размерные отклонения у изготовленных деталей.

Чтобы приблизить практическую уравновешенность к теоретически возможной, на автотракторных заводах коленчатый вал с маховиком и деталями муфты сцепления тщательно балансируются, а комплекты поршней и шатуны подбираются по весу с незначительными весовыми отклонениями, не влияющими заметно на работу двигателя.

Требуемая уравновешенность вращающихся частей достигается при балансировке соответствующим снятием некоторой части металла в определенных местах. Допустимые весовые отклонения поршней современных автотракторных двигателей различны у различных типов двигателей и равны 2-20 г.

Заключение

На основе изложенного можно отметить, что уравнивание двигателя не является тривиальной задачей. Лучше всего уравновешены двигатели с четным количеством цилиндров и зеркальным коленчатым валом. Увеличение числа цилиндров (более 6) в рядном исполнении ведет к снижению жесткости блока цилиндров. При большом числе цилиндров используют V-образную схему.[3]

Предпочтительные компоновочные схемы, которые обладают удовлетворительной уравновешенностью и приемлемыми массо-габаритными показателями – схемы с углом развала цилиндров 10, 90 и 120 градусов. Компоновочные схемы с углами развала 60 ° и 180 ° имеют хорошую уравновешенность, но в то же время имеют неравномерность чередования вспышек, и, как следствие, большую неравномерность хода.[3]

Список литературы

1. Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / под ред. Н.Д. Чайнова. М.: Машиностроение, 2008. 496 с.
2. Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др. Двигатели внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.
3. Григорьев Е.А., Васильев А.В., Долгов К.О. Влияние числа и расположения цилиндров и кривошипов на уравновешенность и массогабаритные показатели двигателей // Двигателестроение, 2004. № 3. С. 13-15.

4. Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль / пер. с чешск. В. Б. Иванова / под ред. А. Р. Бенедиктова. М.: Машиностроение, 1987. 320 с. [Ing. Julius Mackerle. Automobil s lepsi ucinnosti. Praha : SNTL, 1985].
5. Гусаров В.В., Газиалиев С.В. Уравновешивание поршневых двигателей при помощи нащечных противовесов // Известия МГИУ. Естественные и технические науки. 2012. № 1 (24). С. 7-12.