

АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С КРИВОШИПНО-ШАТУННЫМ МЕХАНИЗМОМ СО СДВОЕННЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ СВЯЗЯМИ

Аннотация. Представлен анализ уравновешенности двигателей внутреннего сгорания, созданных на основе кривошипно-шатунного механизма со сдвоенными кинематическими связями, проведена оценка уравновешенности рядных двигателей внутреннего сгорания с двумя коленчатыми валами.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, кривошипно-шатунный механизм, уравновешивание, крутящий момент, силы инерции.

Abstract. The article introduces a balance analysis of internal combustion engines constructed on the basis of a connecting rod gear with dual kinematic connections. The author estimates the balance of in-line internal combustion engines with two bent shafts.

Key words: internal combustion engine, connecting rod gear, balance, twisting moment, forces of inertia.

Введение

При работе двигателя внутреннего сгорания (ДВС) возникают силы, которые разделяются на уравновешенные и неуравновешенные [1, 2]. Силы, сумма которых равна нулю и которые при суммировании не дают момента, называют уравновешенными. К таким силам относят силы трения и силы давления газов в цилиндрах.

К неуравновешенным силам относят силы, которые передаются на опоры двигателя, а именно: вес двигателя; силы реакции выхлопных газов и движущихся жидкостей; сила тяги вентилятора; центробежные силы инерции вращающихся масс двигателя; касательные силы инерции вращающихся масс, возникающие при непостоянной угловой скорости вращения коленчатого вала; силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс двигателя.

Силы давления газов P_g и вообще рабочего тела на тактах впуска, сжатия, расширения и выпуска совместно с силами инерции P_j формируют суммарную силу P_Σ , которую при переносе на ось поршневого пальца делят на две составляющие: силу P , действующую по оси шатуна, и нормальную силу N_Σ , поджимающую поршень к стенке цилиндра. Обе эти составляющие имеют знакопеременный характер. Сила N_Σ обуславливает повышенный неравномерный износ деталей цилиндропоршневой группы и, кроме того, создает опрокидывающий момент, который воспринимается опорами двигателя.

Реакция опор двигателя определяется с использованием принципа д'Аламбера, согласно которому действующие на систему внешние силы вместе с силами инерции движущихся масс системы уравновешиваются сопротивлением связей системы:

$$\begin{aligned}\sum R_{\text{оп}} &= \sum R_{\text{внеш}} - \sum R_{\text{и}}; \\ \sum M_{\text{оп}} &= \sum M_{\text{внеш}} - \sum M_{\text{и}},\end{aligned}$$

где $\sum R_{\text{оп}}$ – главный вектор системы сил реакции опор двигателя; $\sum M_{\text{оп}}$ – сумма моментов сил реакции опор двигателя; $\sum R_{\text{внеш}}$ – сумма внешних сил, действующих на двигатель; $\sum M_{\text{внеш}}$ – сумма моментов внешних сил, действующих на двигатель; $\sum R_{\text{и}}$ – сумма сил инерции движущихся деталей двигателя; $\sum M_{\text{и}}$ – сумма моментов сил инерции движущихся деталей двигателя.

Неуравновешенные силы, постоянные по величине и направлению, вибраций двигателя не вызывают. Сила тяги вентилятора, а также силы реакции выхлопных газов и движущихся жидкостей изменяются по величине очень мало и на уравновешенность двигателя практически не влияют. Неуравновешенные силы, переменные по величине и направлению, могут вызывать вибрации как двигателя, так и всего транспортного средства (агрегата), причем наибольшие вибрации вызываются силами инерции движущихся возвратно-поступательно и вращающихся масс двигателя. Вибрации двигателя при недостаточной жесткости его деталей могут возникнуть также под действием переменных сил давления газов. Эти вибрации устраняются увеличением жесткости деталей двигателя.

Для устранения отрицательных последствий, связанных с наличием вибраций (перегрузка двигателя, увеличенный износ его деталей, ослабление резьбовых соединений и пр.) ДВС должен быть динамически уравновешен. Динамическое уравновешивание двигателя заключается в создании такой системы сил, в которой действующие силы и моменты этих сил постоянны по величине и направлению или равны нулю.

Уравновешивание двигателей с классическим кривошипно-шатунным механизмом (КШМ) возможно двумя способами:

- 1) расположением определенным образом цилиндров и выбором такой кривошипной схемы коленчатого вала (порядка работы цилиндров), при которой уравновешивались бы силы инерции и их моменты;
- 2) созданием с помощью дополнительных масс (противовесов) новых сил, противоположных уравновешиваемым силам.

Как правило, оба эти способа применяются вместе.

1. Теоретическое обоснование способа уравновешивания

В цилиндрах ДВС с КШМ со сдвоенными кинематическими связями [3, 4] (рис. 1) силы давления газов P_g совместно с силами инерции P_j формируют суммарную силу P_{Σ} , которая прикладывается к осям левого A_l и правого A_r пальцев и передается на верхние головки левого ($P_{\Sigma}/2$) и правого ($P_{\Sigma}/2$) шатунов. На оси каждого пальца силы $P_{\Sigma}/2$ раскладывают на две составляющие силы: P_l и P_r , действующие по осям соответственно левого и правого шатунов, и две нормальные силы $N_{\Sigma l}$ и $N_{\Sigma r}$, направленные друг против друга и уравновешивающие друг друга. При этом исключается соударение стенок юбки поршня и цилиндра при перекладке поршня и их трение при движении поршня от одной мертвой точки к другой.

Кривошипно-шатунный механизм со сдвоенными кинематическими связями представляет собой динамическую систему с заложенным в ней третьим способом динамического уравновешивания. Так, касательные силы инерции вращающихся масс двигателя, возникающие при непостоянной угловой скорости вращения коленчатых валов с маховиками, кинематически связанных между собой посредством зубчатой передачи, будут взаимно

уравновешиваться или увеличивать нагрузку на опоры двигателя, не вызывая колебательных процессов.

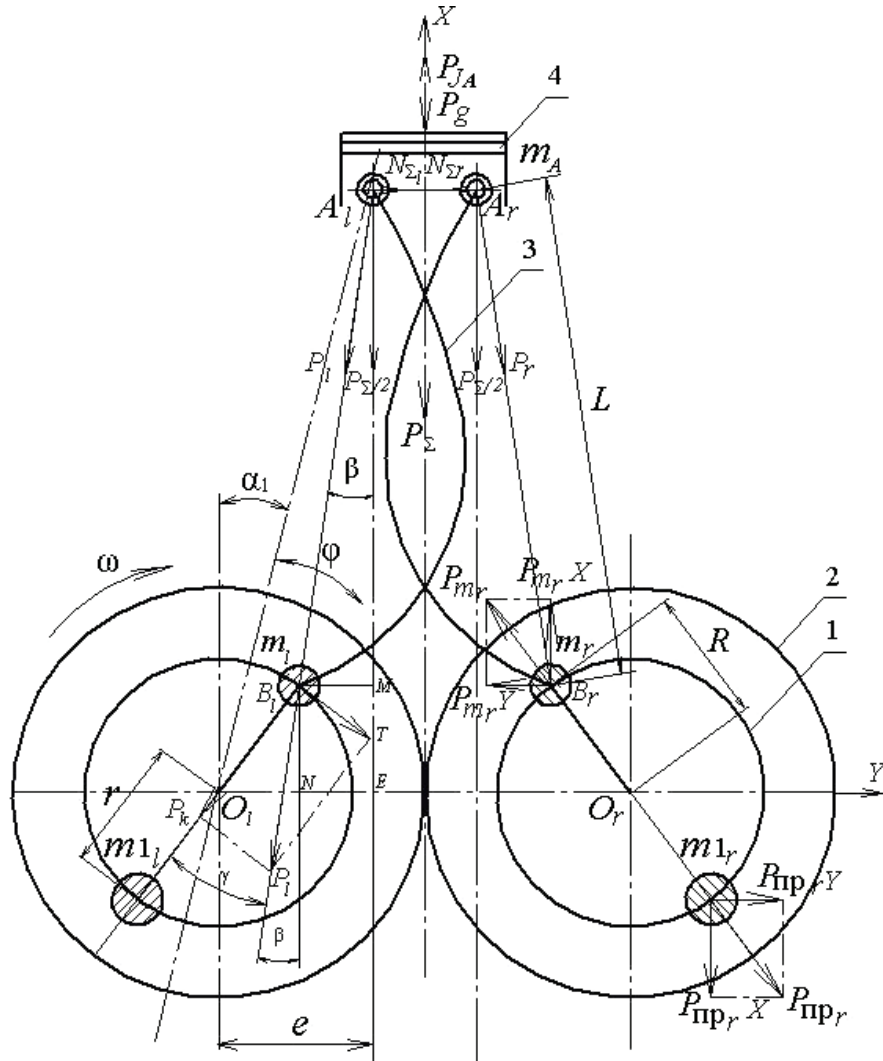


Рис. 1. Расчетная схема сил, действующих в ДВС с КШМ со двойными кинематическими связями:

1 – кривошип коленчатого вала; 2 – маховик; 3 – шатун; 4 – поршень

Кроме того, во всех классических двигателях возникает переменный реактивный момент M_R при любом положении коленчатого вала, равный по величине, но противоположный по направлению крутящему моменту $M_{кр}$. В обычных двигателях этот момент уравновесить невозможно и он всегда передается на опоры двигателя, вызывая его значительные механические колебания.

В КШМ со двойными кинематическими связями крутящий момент формируется встречно вращающимися коленчатыми валами с маховиками, связанными между собой посредством зубчатой передачи. Следовательно, реактивный момент будет оказывать значительно меньшее влияние на опоры

двигателя. В классических ДВС проблема снижения негативного воздействия переменного реактивного момента M_R решается путем увеличения числа цилиндров и обеспечения в них одинакового протекания рабочих процессов и равномерного чередования вспышек.

К числу наиболее значимых сил и моментов, требующих уравнивания, относятся:

– P_{jA}^I – гармонически изменяющаяся сила инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся масс, сосредоточенных на оси (осях) поршневого пальца (пальцев);

– P_{jA}^{II} – гармонически изменяющаяся сила инерции второго порядка возвратно-поступательно движущихся масс;

– $P_{jmA} = P_{jA}^I + P_{jA}^{II}$ – гармонически изменяющаяся сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс;

– P_{jB} – центробежная сила инерции вращающихся масс двигателя;

– M^I – момент от сил инерции первого порядка;

– M^{II} – момент от сил инерции второго порядка;

– M_B – момент от сил инерции вращающихся масс.

Особенно значительные вибрации могут вызываться неравномерным реактивным моментом M_R и гармонически изменяющимися силами инерции и их моментами при резонансе.

При учете приведенных выше сил и моментов условия уравнивания двигателя имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} \sum P_{jA}^I &= 0; \quad \sum P_{jA}^{II} = 0; \quad \sum P_{jB} = 0; \\ \sum M^I &= 0; \quad \sum M^{II} = 0; \quad \sum M_B = 0. \end{aligned}$$

2. Расчет сил инерции и уравнивающих сил в рядных ДВС

Уравнивание сил инерции вращающихся масс КШМ со сдвоенными кинематическими связями, аналогично уравниванию сил инерции вращающихся масс классического КШМ, достигается установкой одинарных или парных противовесов $m1 = m'1 + m''1$ на продолжении правой и левой щеки кривошипов коленчатых валов на расстоянии r от осей их вращения (рис. 2): для левого коленчатого вала: $m1_l = m'1_l + m''1_l$; для правого: $m1_r = m'1_r + m''1_r$.

Для обеспечения динамической уравниваемости:

– равнодействующая центробежных сил инерции масс $m1_l$ и $m1_r$ и центробежные силы инерции масс m_{bl} и m_{br} , сосредоточенных на осях шатунных шеек правого B_r и левого B_l кривошипов, должны быть равными по величине и противоположными по направлению:

$$\begin{aligned} m1_l \cdot r \cdot \omega^2 &= m_{bl} \cdot R \cdot \omega^2, \\ m1_r \cdot r \cdot \omega^2 &= m_{br} \cdot R \cdot \omega^2; \end{aligned} \quad (1)$$

– должна быть равна нулю сумма моментов этих сил относительно любой точки, расположенной на оси коленчатого вала; для точки А:

$$\begin{aligned} m'1_l \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a &= m''1_l \cdot r \cdot \omega^2 \cdot b, \\ m'1_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a &= m''1_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot b, \end{aligned} \quad (2)$$

где ω – угловая скорость вращения коленчатых валов.

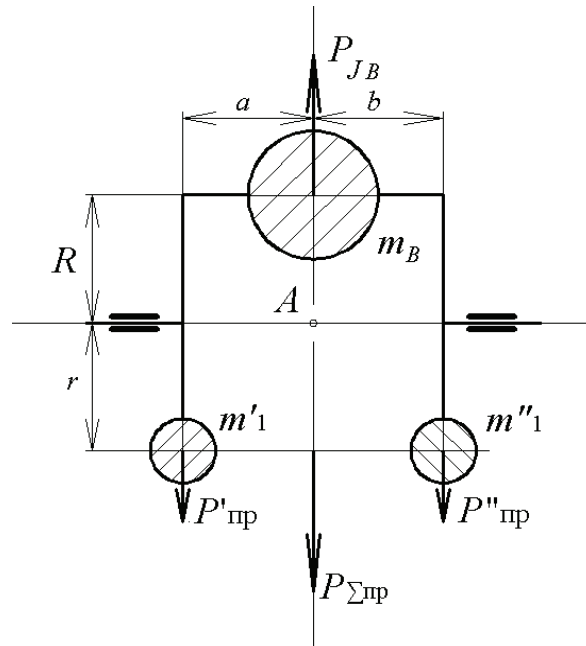


Рис. 2. Расчетная схема динамического уравнивания вращающейся массы кривошипа коленчатого вала

Из вышеприведенных уравнений следует, что

$$m_l = m_B \frac{R}{r},$$

$$m'_1 = m''_1.$$

Уравнивание сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс может быть полным или частичным. При полном уравнивании одноцилиндрового двигателя используют метод Ланчестера. Основной идеей данного метода является установка двух дополнительных масс на двух валиках, вращающихся в противоположные стороны с угловой скоростью, равной угловой скорости вращения коленчатого вала. Сумма сил инерции по оси Y (направление движения возвратно-поступательно движущихся масс) от вращения дополнительных масс должна быть равной значению силы инерции первого порядка от возвратно-поступательно движущихся масс P^I_{jA} .

Сила инерции второго порядка от возвратно-поступательно движущихся масс P^{II}_{jA} уравнивается аналогично – установкой двух дополнительных масс на двух валиках, вращающихся в противоположные стороны с удвоенной угловой скоростью вращения коленчатого вала. Горизонтальные составляющие от сил инерции дополнительных вращающихся масс взаимно уравниваются.

Однако, учитывая сложность его реализации на практике, данный метод широкого распространения не получил.

В многоцилиндровых рядных двигателях силы P^I_{jA} и P^{II}_{jA} действуют в одной плоскости, параллельны друг другу и могут быть приведены к главной силе и главному моменту. В зависимости от числа цилиндров и формы коленчатого вала эти силы могут быть полностью или частично уравновешены.

В многоцилиндровом двигателе с КШМ со сдвоенными кинематическими связями каждый цилиндр можно рассматривать как i -й одноцилиндровый двигатель (рис. 1).

Силы инерции первого и второго порядков будут определяться аналогично классическому одноцилиндровому двигателю [1, 2, 4]:

$$P_{jA}^I = -m_A R \omega^2 \cos(\varphi + \arcsin k_3);$$

$$P_{jA}^{II} = -m_A \cdot \left(1 - (k_2 - \lambda \sin(\varphi + \arcsin k_3))^2\right)^{-3/2} \left[L \omega^2 (k_2 \lambda \sin(\varphi + \arcsin k_3)) + \right. \\ \left. + \lambda^2 \cos 2(\varphi + \arcsin k_3)^2 \right] \times \left(1 - (k_2 - \lambda \sin(\varphi + \arcsin k_3))^2\right) + \\ \left. + L \omega^2 \left(k_2 \lambda \cos(\varphi + \arcsin k_3) - \frac{\lambda^2}{2} \sin(\varphi + \arcsin k_3) \right)^2 \right],$$

где $k_2 = e/L$ – второй дополнительный коэффициент кинематического подобия КШМ; $k_3 = e/(R + L)$ – третий дополнительный коэффициент кинематического подобия КШМ; ω – угловая скорость вращения коленчатых валов.

Графики этих сил для случая, когда $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $m_A = 60 \text{ кг}$, будут иметь вид (рис. 3, 4). При этом по аналогии с классическим ДВС силу $P_{jA}^{II}(\varphi)$ будем называть силой инерции второго порядка.

Особенностью графиков сил инерции является их сдвиг относительно нулевого положения на угол α_1 . Кроме этого, чередование величин амплитуды силы инерции второго порядка $P_{jA}^{II}(\varphi)$ обусловлено несимметричностью кривой ускорения поршня $J_{\text{п}}$.

Суммарная сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс будет определяться как

$$P_{j_{m_A}} = -m_A \left\{ \left(1 - (k_2 - \lambda \sin(\varphi + \arcsin k_3))^2\right)^{-3/2} \left[L \omega^2 (k_2 \lambda \sin(\varphi + \arcsin k_3)) + \right. \right. \\ \left. \left. + \lambda^2 \cos 2(\varphi + \arcsin k_3)^2 \right] \cdot \left(1 - (k_2 - \lambda \sin(\varphi + \arcsin k_3))^2\right) + \right. \\ \left. + L \omega^2 \left(k_2 \lambda \cos(\varphi + \arcsin k_3) - \frac{\lambda^2}{2} \sin(\varphi + \arcsin k_3) \right)^2 \right] + R \omega^2 \cos(\varphi + \arcsin k_3) \left. \right\}.$$

График суммарной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс представлен на рис. 5.

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс может быть частично уравновешена за счет применения дополнительных масс противовесов $m_{\text{пр}}$ на продолжении шек кривошипа:

$$P_{j_{\text{пр}}} = m_{\text{пр}} \cdot R \cdot \omega^2 \cos(\varphi + \alpha_1).$$

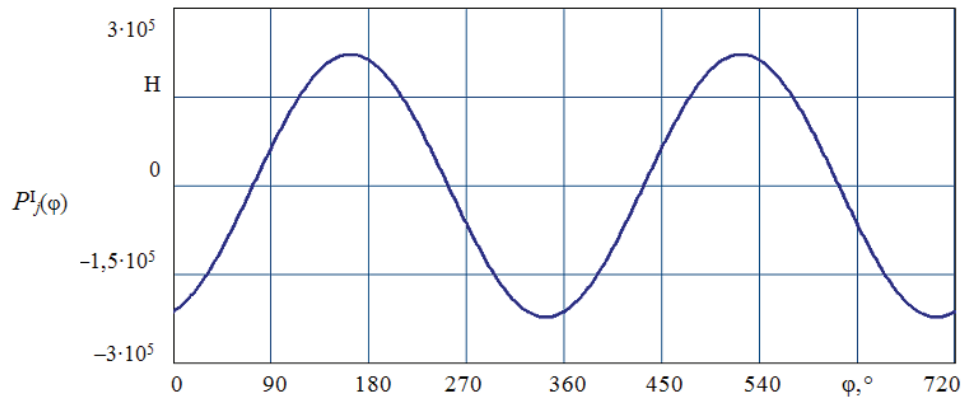


Рис. 3. Силы инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся масс

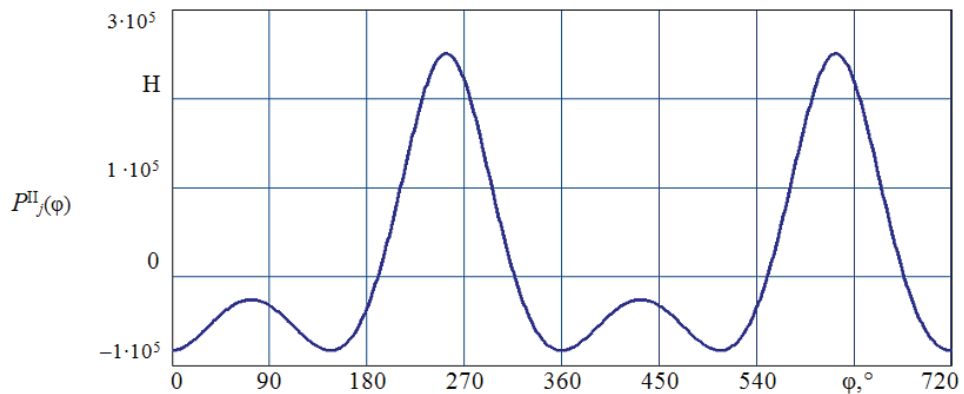


Рис. 4. Силы инерции второго порядка возвратно-поступательно движущихся масс

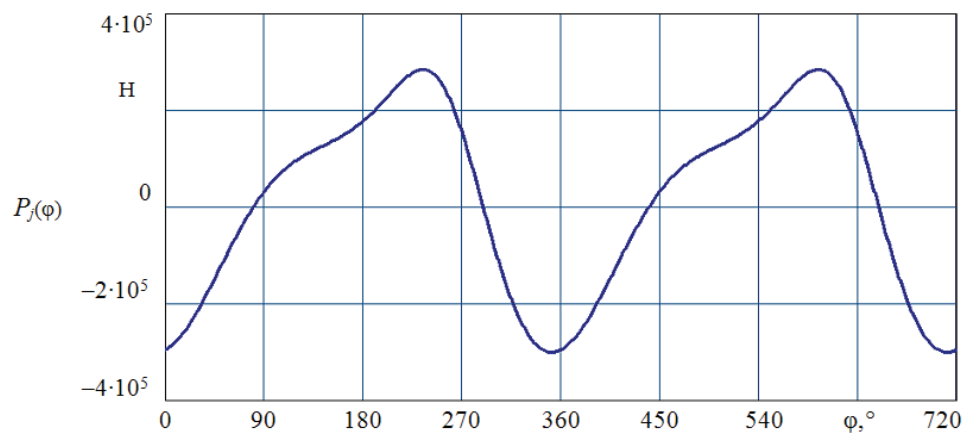


Рис. 5. График суммарной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс в одноцилиндровом ДВС

График уравновешивающей силы представлен на рис. 6.

С учетом уравновешивающей силы $P_{j_{пр}}$ график суммарной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс в одноцилиндровом ДВС примет вид (рис. 7)

$$PJ_{ur1} = PJ + PJ_{пр.}$$

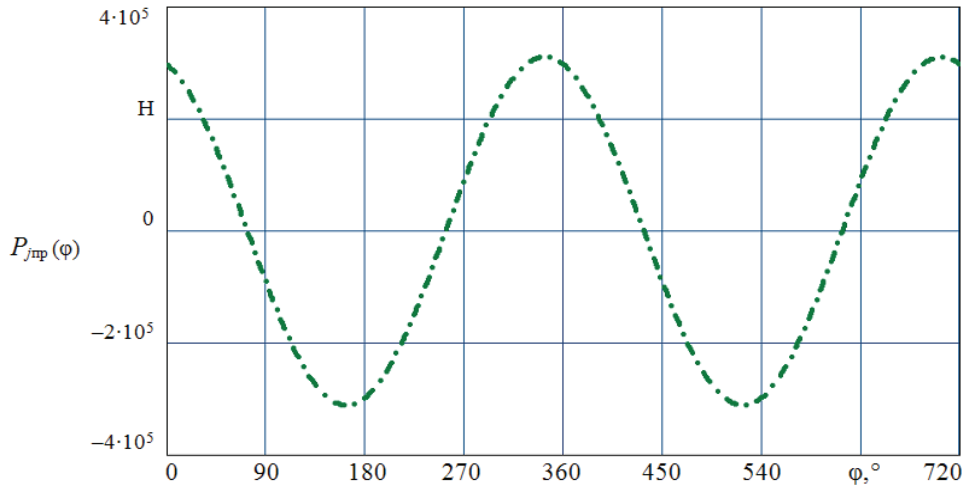


Рис. 6. Уравновешивающая сила от инерции вращающихся масс дополнительных противовесов

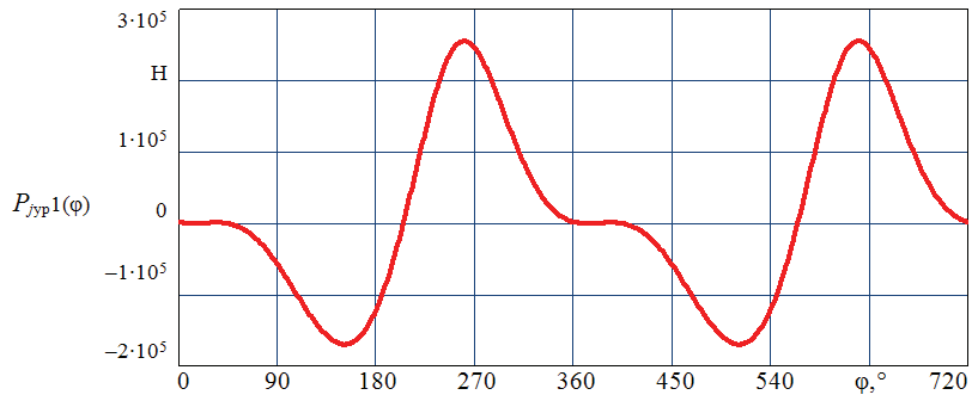


Рис. 7. График суммарной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс с учетом уравновешивания

Из анализа кривой суммарной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс одноцилиндрового ДВС с учетом уравновешивания следует, что при движении поршня от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней мертвой точке (НМТ) на тактах впуска и расширения при значениях угла поворота кривошипа φ от 0 до 50° сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс полностью уравновешена. Далее начинается ее нарастание в отрицательную область, при положении кривошипа $\varphi = 145^\circ$ она достигает максимума и начинается ее уменьшение. При достижении поршнем НМТ (угол $\varphi = 197^\circ$) суммарная сила инерции имеет еще отрицательное значение и ее вектор совпадает с направлением движения поршня к ВМТ.

При движении поршня к ВМТ примерно в течение 45° поворота кривошипа коленчатого вала наблюдается возрастание суммарной силы инерции

возвратно-поступательно движущихся масс. При значении $\varphi = 240^\circ$ достигается ее максимальное значение и начинается ее резкий спад.

При подходе поршня к ВМТ на такте сжатия суммарная сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс принимает нулевое значение, которое сохраняется на $1/8$ поворота коленчатого вала на такте расширения. При дальнейшем повороте кривошипа начинается плавное увеличение суммарной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и при значении $\varphi = 510^\circ$ достигается ее максимальное значение. Но в этом случае угол отклонения шатуна β приближается к максимальному значению и вектор силы, действующей по оси шатуна, приближается к линии действия суммарных сил, что способствует росту величины тангенциальной силы T , а следовательно, и крутящего момента.

В двух- и четырехцилиндровых ДВС с КШМ со сдвоенными кинематическими связями силы инерции первого и второго (первого и второго, третьего и четвертого для четырехцилиндрового) цилиндров смещены относительно нулевого положения на 180° . Это обуславливает возникновение суммарных сил инерции, имеющих гармонические колебания с периодом повторения 180° , аналогичных силам инерции второго порядка, возникающим в двигателе с центральным КШМ. График этих сил представлен на рис. 8.

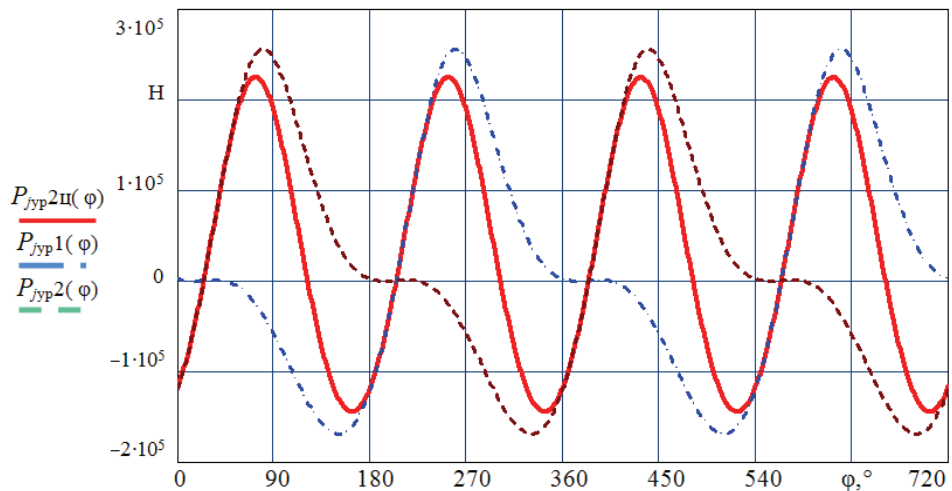


Рис. 8. График суммарных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс двухцилиндрового ДВС

Как показывает опыт, уравновесить эти силы возможно посредством двух дополнительных масс, вращающихся с удвоенной угловой скоростью.

Для трех- и шестицилиндровых ДВС силы инерции первого, второго и третьего (первого и шестого, второго и пятого, третьего и четвертого) цилиндров смещены относительно нулевого положения на 120° . Это обуславливает возникновение суммарных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, имеющих гармонические колебания с периодом повторения 120° . График этих сил представлен на рис. 9.

Следует обратить внимание на то, что кривая суммарных сил находится в положительной области графика и вектор ее действия совпадает с вектором перемещения поршня в начале его пути к НМТ на тактах впуска и расширения, что способствует увеличению суммарных сил P_Σ , действующих на поршень.

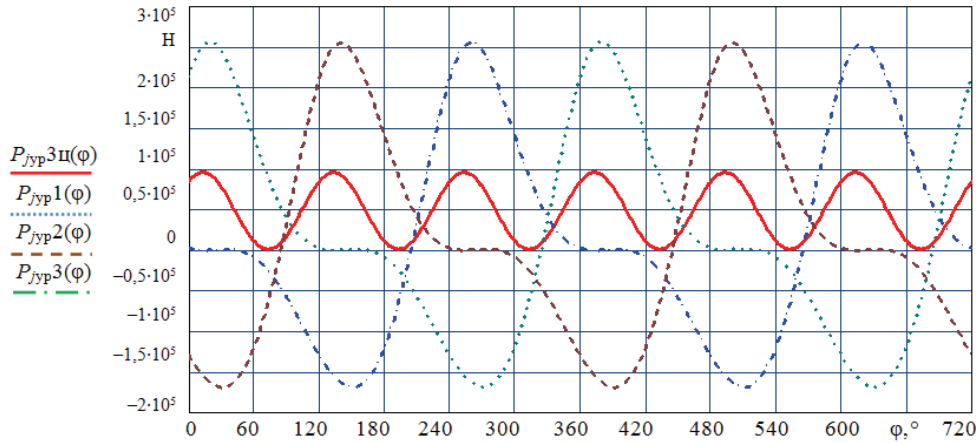


Рис. 9. График суммарных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс трехцилиндрового ДВС

Для пятицилиндрового рядного ДВС кривая суммарных сил (рис. 10) также представляет собой синусоиду в положительной области графика с периодом повторения 72° .

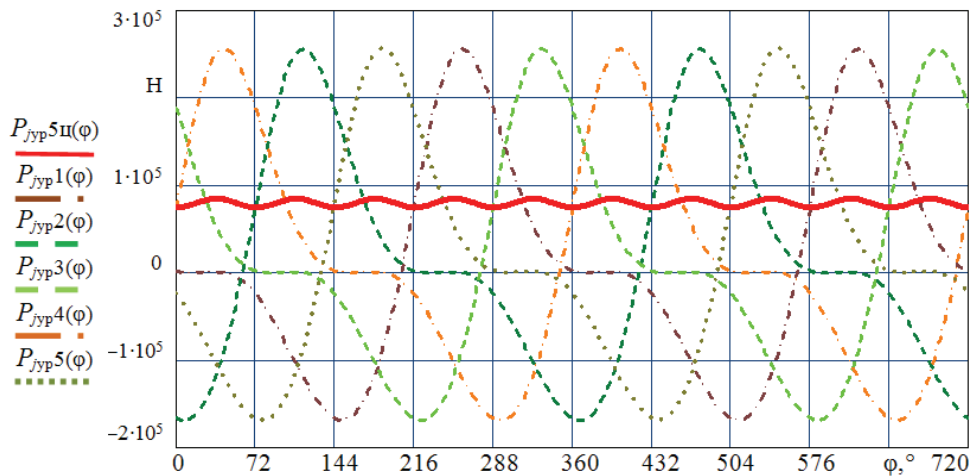


Рис. 10. Кривая суммарных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс пятицилиндрового рядного ДВС

Вектор направления действия суммарной силы совпадает с вектором направления движения одного из пяти поршней при его перемещении от ВМТ к НМТ на тактах впуска и расширения. При необходимости снижения влияния этих сил на формирование колебательных процессов для ДВС с КШМ со сдвоенными кинематическими связями целесообразно применение дополнительного груза, установленного на свободно вращающемся валу.

Заключение

Таким образом, применение КШМ со сдвоенными кинематическими связями не решает весь комплекс проблем с уравновешиванием рядных ДВС. Однако оно позволяет уравновесить:

– нормальную составляющую N_{Σ} , обуславливающую величину сил трения поршня о цилиндр;

– касательные силы инерции вращающихся масс двигателя, возникающие при непостоянной угловой скорости вращения коленчатых валов с маховиками;

– силы инерции первого порядка P'_j возвратно-поступательно движущихся масс.

Вместе с тем оно позволяет значительно снизить влияние неравномерного реактивного момента M_R .

Кроме этого в предлагаемом КШМ происходит сдвиг суммарных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс со смещением направления вектора их действия по отношению к направлению вектора перемещения поршня, что позволяет снизить негативное воздействие сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс на силу давления рабочего тела на поршень.

Список литературы

1. Автомобильные двигатели / под ред. М. С. Ховаха. – М. : Машиностроение, 1977. – 591 с.
2. **Колчин, А. И.** Расчет автомобильных и тракторных двигателей : учебное пособие для вузов / А. И. Колчин В. П., Демидов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1980. – 400 с.
3. Патент 2382891 Российская Федерация. Кривошипно-шатунный механизм со сдвоенными кинематическими связями / Грабовский А. А., Грабовский А. А. – № 2008110199/06 ; заявл. 17.03.2008 ; опубл. 27.02.2010.
4. **Грабовский, А. А.** Кинематика кривошипно-шатунного механизма с двумя коленчатыми валами / А. А. Грабовский, Е. С. Аверьянова / Известия МГТУ «МАМИ». – 2009. – № 2 (8). – С. 317.

Грабовский Александр Андреевич
кандидат технических наук, доцент,
кафедра транспортных машин,
Пензенский государственный
университет

E-mail: algra888@yandex.ru

Grabovsky Alexander Andreevich
Candidate of engineering sciences,
associate professor, sub-department
of transport machines, Penza
State University

УДК 621.33; 621.43

Грабовский, А. А.

Анализ уравновешенности двигателей внутреннего сгорания с кривошипно-шатунным механизмом со сдвоенными кинематическими связями / А. А. Грабовский // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. – 2011. – № 4 (20). – С. 214–224.