DOI: 10.24892/RIJIE/20250306

Уравновешивание восьмицилиндровых V-образных поршневых двигателей

Шишков В.В., Попов А.Е.
Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)
г. Челябинск, Российская Федерация
shishkovvv@susu.ru

Аннотация. **Для уменьшения габаритов V-образного двигателя он может быть выполнен с углом развала цилиндров 60 градусов. В статье определены силы инерции и моменты сил инерции, действующие в поршневом восьмицилиндровом V-образном поршневом двигателе с крестообразным коленчатым валом и углом развала цилиндров 60 градусов. Установлено, что в двигателе не уравновешен момент сил инерции первого порядка масс, движущихся возвратно-поступательно. В двигателе не обеспечивается равномерное чередование рабочих ходов. Предложен способ определения величины и направления действия неуравновешенного момента сил инерции. Рассмотрены варианты размещения противовесов на продолжении щек коленчатого вала. Предложен уравновешивающий механизм для полного уравновешивания двигателя.**

Ключевые слова: **поршневой двигатель, кривошипно-шатунный механизм, расчет сил инерции, моменты сил инерции, уравновешивание, уравновешивающий механизм.**

Введение

Общие тенденции развитие конструкций поршневых двигателей могут иметь свои особенности, обусловленные состоянием промышленного производства, а также уровнем спроса на выпускаемую продукцию. Несмотря на увеличение доли транспортных машин с электроприводом, поршневые двигатели внутреннего сгорания продолжают занимать значительную долю рынка [1]. Это связано с большим научным, технологическим, производственным, организационным потенциалом, накопленным за столетие производства поршневых двигателей. Современный поршневой двигатель внутреннего сгорания, как правило, мощный и экономичных двигателей с низким содержанием токсичных компонентов в отработавших газах. Повышенное внимание уделяется также снижению уровня шума и вибрации двигателя. Выполнение последнего требования обеспечивается, в частности, решением задач уравновешивания поршневых двигателей [2-5]. Поршневой двигатель с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ) можно считать полностью уравновешенным, если обеспечивается равенство нулю следующих сил инерции и моментов от этих сил [6]:

- результирующая гармонически изменяющихся сил инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся масс;
- результирующая гармонически изменяющихся сил инерции второго порядка возвратно-поступательно движущихся масс;
- результирующая центробежных сил инерции вращающихся масс двигателя;
- результирующий момент сил инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся масс;
- результирующий момент сил инерции второго порядка возвратно-поступательно движущихся масс;
- результирующий момент центробежных сил инерции вращающихся масс двигателя.

Среди восьмицилиндровых двигателей наибольшее распространение получили V-образные двигателя с углом развала цилиндров 90º и кривошипами, расположенными в двух взаимно перпендикулярных плоскостях [7-9]. При порядке работы цилиндров 1-5-4-8-6-3-7-2 для четырехтактного цикла обеспечивается равномерное чередование рабочих ходов через 90 град ПКВ.

Для такой схемы КШМ необходимы меры по уравновешиванию момента сил инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся масс и момента центробежных сил инерции вращающихся масс. Уравновешивание обеспечивается установкой противовесов на продолжении щек коленчатого вала. Отдельные варианты размещения противовесов на продолжении щек коленчатого вала приводят к значительному увеличению массы коленчатого вала и, следовательно, к удорожанию двигателя. Существует до 175 вариантов уравновешивания суммарного момента сил инерции с помощью противовесов, установленных на продолжении щек коленчатого вала [10, 11].

Восьмицилиндровые V-образные двигатели с углом развала 90º градусов имеют достаточно оптимизированную конструкцию, по их проектированию накоплен большой опыт. Однако габариты такого двигателя не всегда удовлетворяют требования потребителя. В результате появились схемы восьмицилиндровых двигателей с углом развала цилиндров 75º градусов [12]. Отличительной особенностью таких двигателей является коленчатый вал с угловым смещением осей шатунных шеек для рядом расположенных шатунов, что усложняет конструкцию коленчатого вала, но обеспечивает равномерное чередование рабочих ходов.

Для восьмицилиндровых V-образных двигателей с углом развала цилиндров 60º и крестообразным коленчатым валом сложно обеспечить равномерное чередование рабочих ходов. Вариант с угловым смещением осей шатунных шеек для рядом расположенных шатунов малопригоден, так как величина углового смещения осей шатунных шеек должна составлять 30º, вплоть до разрыва взаимного пересечения шатунных шеек. Изменяются и условия для уравновешивания двигателя с такой схемой кривошипно-шатунного механизма.

* Статья публикуется по рекомендации программного комитета Всероссийской научно-технической конференции "Пром-Инжиниринг", https://icie-rus.org

Расчет сил и моментов, действующих в V-образном восьмицилиндровом двигателе с углом развала цилиндров 60°

Положение всех поршней (поршневых пальцев) при угле поворота коленчатого вала на 30 град. ПКВ относительно ВМТ первого цилиндра приведено на рис. 1. При порядке работы цилиндров 1-5-4-8-6-3-7-2 интервалы между рабочими ходами для четырехтактного цикла составляют 1ц-**60°**-5ц-**120°**-4ц-**60°**-8ц-**90°**-6ц-**120°**-3ц-**60°**-7ц-**120°**-2ц-**90°**-1ц.

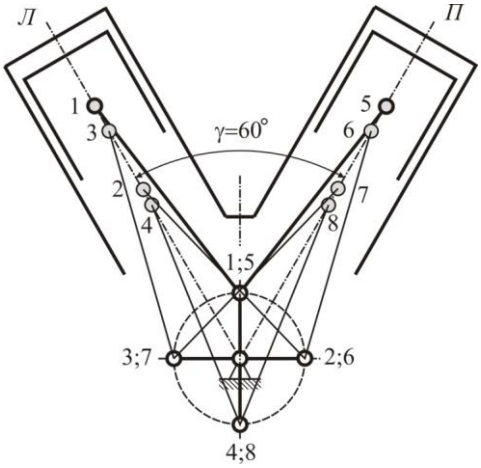

Рис. 1. Схема КШМ двигателя с крестообразным коленчатым валом

Положение кривошипов и силы инерции, действующих в кривошипно-шатунном механизме V-образного двигателя с углом развала цилиндров 60° приведены на рис. 2.

Если рассматривать отдельно левый и правый блок цилиндров, то для левого блока результирующая сила инерции первого порядка масс, движущихся возвратно-поступательно

$$\Sigma P_{j1(л)} = \bar{P}_{j1(1ц)} + \bar{P}_{j1(2ц)} + \bar{P}_{j1(3ц)} + \bar{P}_{j1(4ц)} \ .$$

В развернутом виде

$$\Sigma P_{j1(л)} = mR\omega^2 \begin{bmatrix} \cos\varphi + \cos(90+\varphi) + \cos(270+\varphi) + \\ +\cos(180+\varphi) \end{bmatrix} = 0,$$

где m – масса, совершающая возвратно-поступательное движение; R – радиус кривошипа; ω – угловая скорость вращения коленчатого вала; φ – угол поворота коленчатого вала.

Для правого блока цилиндров результирующая сила инерции первого порядка также равна нулю

$$\Sigma P_{j1(п)} = \bar{P}_{j1(5ц)} + \bar{P}_{j1(6ц)} + \bar{P}_{j1(7ц)} + \bar{P}_{j1(8ц)} = 0 \ .$$

Таким образом, силы инерции первого порядка в рассматриваемом двигателе с крестообразным коленчатым валом взаимно уравновешиваются.

Результирующая сила инерции второго порядка масс, движущихся возвратно-поступательно левого блока цилиндров

$$\Sigma P_{j2(л)} = \bar{P}_{j2(1ц)} + \bar{P}_{j2(2ц)} + \bar{P}_{j2(3ц)} + \bar{P}_{j2(4ц)} \ .$$

В развернутом виде

$$\Sigma P_{j2(л)} = mR\lambda\omega^2 \begin{bmatrix} \cos 2\varphi + \cos(180+2\varphi) + \\ +\cos(540+2\varphi) + \cos(360+2\varphi) \end{bmatrix} = 0,$$

где λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Для правого блока цилиндров результирующая сила инерции второго порядка также равна нулю

$$\Sigma P_{j2(п)} = \bar{P}_{j2(5ц)} + \bar{P}_{j2(6ц)} + \bar{P}_{j2(7ц)} + \bar{P}_{j2(8ц)} = 0 \ .$$

Силы инерции второго порядка для левого и для правого блоков цилиндров равны между собой и противоположно направлены. Результирующая сила инерции второго порядка для двигателя равна нулю.

Центробежные силы инерции вращающихся масс коленчатого вала взаимно уравновешиваются $P_{c_I} = P_{c_{IV}}$, $P_{c_{II}} = P_{c_{III}}$. Результирующая сил инерции вращающихся масс равна нулю, $\Sigma P_c = 0$.

Если рассматривать отдельно левый и правый блоки цилиндров, то для каждого из них справедливо равенство нулю момента от сил инерции второго порядка масс, движущихся возвратно-поступательно. В частности, силы инерции второго порядка левого блока действуют в плоскости, проходящей через оси 1-го – 4-го цилиндров. Момент этих сил относительно оси перпендикулярной названной плоскости и пересекающей ось 4-го цилиндра и ось коленчатого вала

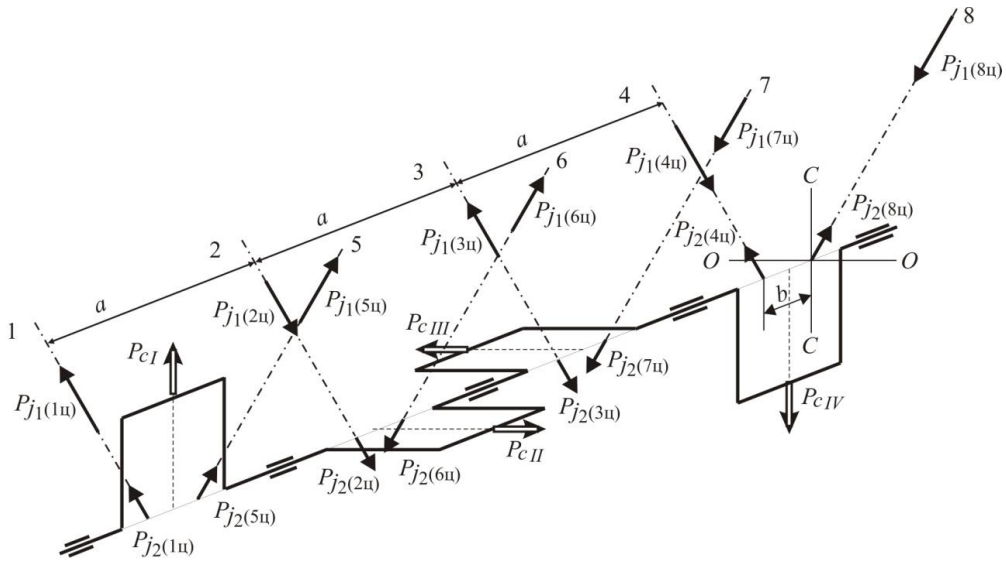

Рис. 2. Схема сил, действующих в КШМ 8-ми цилиндрового V-образного двигателя с углом развала цилиндров 60° с крестообразным коленчатым валом

$$M_{2л} = 3aP_{j2(1ц)} + 2aP_{j2(2ц)} + aP_{j2(3ц)},$$

где a – расстояние между осями цилиндров.

В развернутом виде

$$M_{2л} = mR\omega^2\lambda a\begin{bmatrix}3\cos 2\varphi + 2\cos(180+2\varphi) + \\ +\cos(540+2\varphi)\end{bmatrix} = 0.$$

Аналогичные выражения справедливы и для правого блока цилиндров. Момент этих сил инерции второго порядка для правого блока цилиндров относительно оси перпендикулярной плоскости, проходящей через оси 5-го – 8-го цилиндров и пересекающей ось 8-го цилиндра и ось коленчатого вала

$$M_{2п} = 3aP_{j2(5ц)} + 2aP_{j2(6ц)} + aP_{j2(7ц)}$$

В развернутом виде

$$M_{2п} = mR\omega^2\lambda a\begin{bmatrix}3\cos(600+2\varphi) + 2\cos(60+2\varphi) + \\ +\cos(420+2\varphi)\end{bmatrix} = 0$$

В результате момент сил инерции второго порядка для двигателя в целом равен нулю.

Центробежные силы инерции вращающихся масс первого и четвертого кривошипов создают свободный момент $M_{cI;IV} = 3m_rR\omega^2a$, действующий во вращающейся плоскости первого и четвертого кривошипа. Аналогично центробежные силы инерции вращающихся масс второго и третьего кривошипов создают свободный момент $M_{cII;III} = m_rR\omega^2a$, действующий во вращающейся плоскости второго и третьего кривошипа Результирующий момент M_c это результат геометрического суммирования векторов моментов $M_{cI;IV}$ и $M_{cII;III}$.

$$M_c = \sqrt{M_{cI;IV}^2 + M_{cII;III}^2} = \sqrt{10}m_rR\omega^2a$$

Плоскость действия момента M_c вращается с угловой скоростью коленчатого вала и составляет с плоскостью первого и четвертого кривошипов угол 18º26’.

Известно несколько вариантов уравновешивания момента инерции вращающихся масс с соответствующим определением массовых и геометрических параметров противовесов [13].

В рассматриваемом двигателе остается неуравновешенным момент сил инерции первого порядка масс, движущихся возвратно-поступательно.

Чтобы определить способы и варианты исполнения уравновешивающего механизма двигателя необходимо знать положение плоскости, в которой действует момент M_1, его направление и численное значение для текущего угла поворота коленчатого вала. Для этого определим проекции момента M_1 на вертикальную и горизонтальную плоскости. Линия пересечения взаимно перпендикулярных плоскостей совпадает с осью коленчатого вала.

Определим проекции сил инерции первого порядка P_{j1} на вертикальную и горизонтальную оси для каждого цилиндра. На рис. 2 приведен пример разложения силы P_{j1} для первого цилиндра.

Проекции сил инерции первого порядка левого блока на ось Y:

$$Y_{j1(1ц)} = P_{j1(1ц)}\cos 30;\ Y_{j1(2ц)} = P_{j1(2ц)}\cos 30;$$
$$Y_{j1(3ц)} = P_{j1(3ц)}\cos 30;\ Y_{j1(4ц)} = P_{j1(4ц)}\cos 30.$$

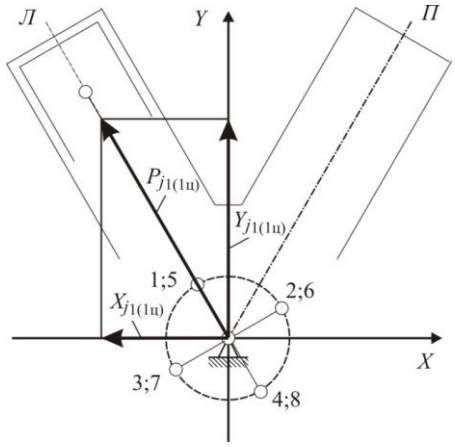

Рис. 3. К определению проекций сил инерции первого порядка на вертикальную и горизонтальную оси

Проекции сил инерции первого порядка левого блока на ось X:

$$X_{j1(1ц)} = P_{j1(1ц)}\cos 60;\ X_{j1(2ц)} = P_{j1(2ц)}\cos 60;$$
$$X_{j1(3ц)} = P_{j1(3ц)}\cos 60;\ X_{j1(4ц)} = P_{j1(4ц)}\cos 60$$

Проекции сил инерции первого порядка правого блока на ось Y:

$$Y_{j1(5ц)} = P_{j1(5ц)}\cos 30;\ Y_{j1(6ц)} = P_{j1(6ц)}\cos 30;$$
$$Y_{j1(7ц)} = P_{j1(7ц)}\cos 30;\ Y_{j1(8ц)} = P_{j1(8ц)}\cos 30.$$

Проекции сил инерции первого порядка правого блока на ось X:

$$X_{j1(5ц)} = P_{j1(5ц)}\cos 60;\ X_{j1(6ц)} = P_{j1(6ц)}\cos 60;$$
$$X_{j1(7ц)} = P_{j1(7ц)}\cos 60;\ X_{j1(8ц)} = P_{j1(8ц)}\cos 60.$$

Момент, действующий относительно оси (О-О) пересекающей ось восьмого цилиндра и расположенной перпендикулярно вертикальной плоскости, проходящей через ось коленчатого вала и через ось симметрии между левым и правым блоками цилиндров.

Для левого блока цилиндров уравнение момента сил инерции первого порядка, действующего в вертикальной плоскости (в качестве положительного направления действия сил инерции P_{j1} относительно оси О-О принято направление снизу вверх)

$$M_{1лY} = Y_{j1(1ц)}(3a+b) + Y_{j1(2ц)}(2a+b) + Y_{j1(3ц)}(a+b) + Y_{j1(4ц)}(b),$$

где b – смещение правого блока цилиндров относительно левого.

В развернутом виде

$$M_{1лY} = mR\omega^2\cos 30\begin{bmatrix}(3a+b)\cos\varphi + (2a+b)\cos(90+\varphi) + \\ +(a+b)\cos(270+\varphi) + b\cos(180+\varphi)\end{bmatrix}.$$

Для правого блока цилиндров уравнение момента сил инерции первого порядка, действующего в вертикальной плоскости относительно оси О-О

$$M_{1пY} = Y_{j1(5ц)}3a + Y_{j1(6ц)}2a + Y_{j1(7ц)}a.$$

В развернутом виде

$$M_{1пY} = mR\omega^2\cos 30\begin{bmatrix}3a\cos(300+\varphi) \\ +2a\cos(30+\varphi) + a\cos(210+\varphi)\end{bmatrix}.$$

Сумма моментов от сил инерции первого порядка левого и правого блоков цилиндров, действующих в вертикальной плоскости

$$M_{1Y} = M_{1лY} + M_{1лY}.$$

В развернутом виде

$$M_{1Y} = mR\omega^2 \cos 30 \begin{bmatrix} (3a+b)\cos\varphi + (2a+b)\cos(90+\varphi) + \\ +(a+b)\cos(270+\varphi) + b\cos(180+\varphi) + \\ +3a\cos(300+\varphi) + 2a\cos(30+\varphi) + \\ +a\cos(210+\varphi) \end{bmatrix}.$$

Уравнения для определения момента, действующего относительно оси С-С в горизонтальной плоскости. Положительное направление момента M_1 в горизонтальной плоскости – по часовой стрелке.

Для левого блока цилиндров уравнение момента сил инерции первого порядка, действующего в горизонтальной плоскости

$$M_{1л(X)} = X_{j1(1ц)}(3a+b) + X_{j1(2ц)}(2a+b) + \\ +X_{j1(3ц)}(a+b) + X_{j1(4ц)}(b).$$

В развернутом виде

$$M_{1л(X)} = mR\omega^2 \cos 60 \begin{bmatrix} (3a+b)\cos\varphi + (2a+b)\cos(90+\varphi) + \\ +(a+b)\cos(270+\varphi) + b\cos(180+\varphi) \end{bmatrix}.$$

Для правого блока цилиндров уравнение момента сил инерции первого порядка, действующего в горизонтальной плоскости

$$M_{1п(X)} = -\left[X_{j1(5ц)}3a + X_{j1(6ц)}2a + X_{j1(7ц)}a\right].$$

В развернутом виде

$$M_{1п(X)} = -mR\omega^2 \cos 60 \begin{bmatrix} 3a\cos(300+\varphi) + \\ +2a\cos(30+\varphi) + a\cos(210+\varphi) \end{bmatrix}.$$

Суммарный момент, действующий в горизонтальной плоскости

$$M_{1X} = M_{1л(X)} + M_{1п(X)}.$$

В развернутом виде

$$M_{1X} = mR\omega^2 \cos 60 \left\{ \begin{matrix} (3a+b)\cos\varphi + (2a+b)\cos(90+\varphi) + \\ +(a+b)\cos(270+\varphi) + \\ +b\cos(180+\varphi) - \\ -\begin{bmatrix} 3a\cos(300+\varphi) + 2a\cos(30+\varphi) \\ +a\cos(210+\varphi) \end{bmatrix} \end{matrix} \right\}.$$

Численное значение момента M_1 определяем из уравнения

$$M_1 = \sqrt{M_{1X}^2 + M_{1Y}^2}.$$

Максимальная величина численного значения момента M_1 по абсолютной величине достигается при угле поворота коленчатого вала 11,565 град. ПКВ (11 градусов 34 минуты) и 191,565 град. ПКВ. Период изменения момента M_1 составляет 180 град. ПКВ. Угловое положение максимального значения M_1 определяется в результате аналитических преобразований развернутого уравнения для момента M_1 или в результате выполнения расчетов текущих значений величины момента M_1 в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Текущее угловое положение вектора момента M_1 определяется следующим образом:

1. Определяем угловое положение вектора M_1 (рис. 4) через arcos отношения суммарного момента, действующего в вертикальной плоскости M_{1Y} к величине суммарного момента M_1

$$\varphi_{M_1} = \arccos\left(\frac{M_{1Y}}{M_1}\right);$$

2. С учетом перемены знака при переходе вектора момента из одного квадранта в другой в декартовой системе координат определяем угол вектора M_1 из логического условия

$$\text{если } M_{1X} \geq 0, \text{ то } \varphi_{M_1} = \varphi_{M_1};$$

$$\text{если } M_{1X} < 0, \text{ то } \varphi_{M_1} = \pi - \varphi_{M_1}.$$

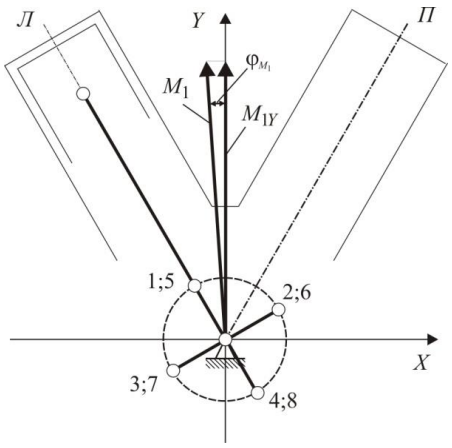

Рис. 4. К определению текущего угла вектора M_1

Изменение положения вектора M_1 в зависимости от угла поворота коленчатого вала приведено на рис. 5. Угол вектора M_1 периодически существенно отклоняется от угла поворота кривошипа, что не позволяет полностью уравновесить момент M_1 простым способом, например установкой противовесов на продолжении щек коленчатом валу.

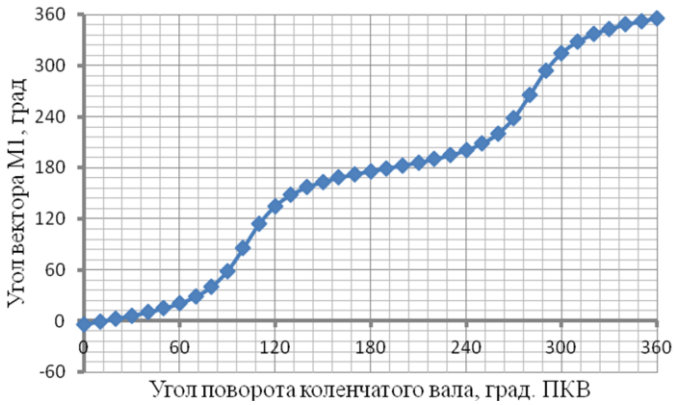

Рис. 5. Угловое положение вектора в зависимости от угла

Характер изменения момента M_1 (величину и направление действия) достоверно иллюстрирует полярная диаграмма в координатах M_{1X} – M_{1Y} (рис. 6).

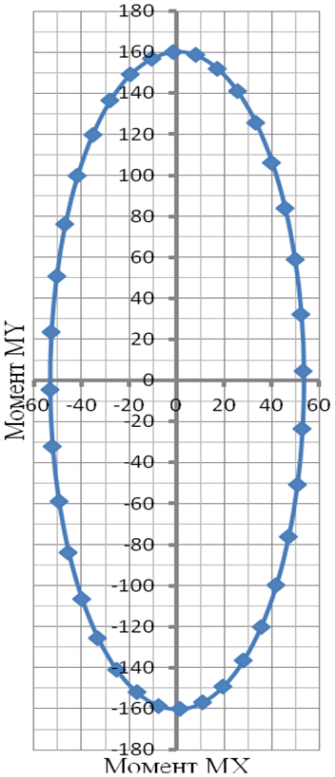

Рис. 6. Полярная диаграмма момента M_1

Исходя из характера изменения момента M_1 для его уравновешивания необходимо выполнить два мероприятия. А именно, уравновесить момент, действующий в горизонтальной плоскости с помощью противовесов, устанавливаемых на продолжении щек коленчатого вал, а также уравновесить момент, действующий в вертикальной плоскости с помощью двух дополнительных валов с противовесами.

Для восьмицилиндрового V-образного двигателя с углом развала цилиндров 60 градусов, с крестообразным коленчатым валом максимальные численные значения момента M_1 (по абсолютной величине) достигаются, когда угол поворота коленчатого вала равен 11,565 и 191,565 град. ПКВ. Для данных углов ПКВ вектор момента M_1 расположен на вертикальной оси Y.

На схеме (рис. 7) показано положение кривошипов для угла поворота 11,565 град. ПКВ (11°34'), вертикальное направление действия момента M_1, положение противовеса массой $m_{пр}$, центр тяжести которого расположен на оси, составляющей с осью первого и четвертого кривошипов угол 18°26'. Момент противовеса $M_{пр}$ для данного угла поворота коленчатого вала также расположен в вертикальной плоскости.

Массу противовесов, положение центра тяжести противовесов и расстояние между противовесами h определяем из условия, при котором максимальная величина момента, действующего в горизонтальной плоскости $M_{1X_{max}}$ должна быть равна по абсолютной величине моменту, который создают противовесы, установленные на продолжении щек коленчатом валу

$$M_{1X_{max}} = M_{пр},$$

$$M_{1X_{max}} = m_{пр}\rho_{пр}\omega^2 h/1000, \text{ кН}\cdot\text{м},$$

где $m_{пр}$ – масса каждого противовеса; $\rho_{пр}$ – расстояние от оси коленчатого вала до центра тяжести противовеса; ω – угловая скорость коленчатого вала; h – расстояние между противовесами.

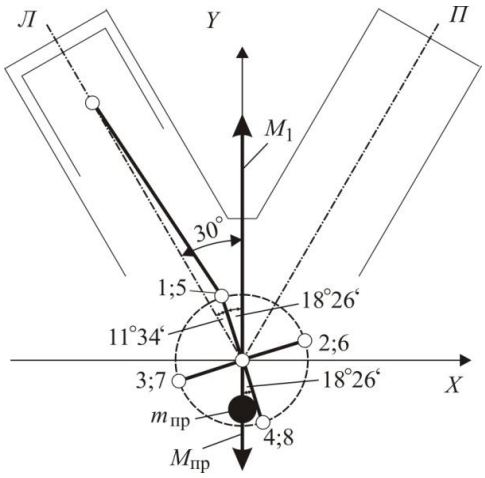

Рис. 7. К вопросу определения положения противовесов на коленчатом валу.

Установка противовесов на продолжении щек коленчатого вала позволяет частично уравновесить момент M_1. При этом полностью уравновешивается момент M_{1X}, действующий в горизонтальной плоскости, а величина момента, действующего в вертикальной плоскости M_{1Y}, уменьшилась на максимальную величину M_{1X}. Оставшаяся неуравновешенной часть момента M_{1Y} действует в вертикальной плоскости, рис. 8.

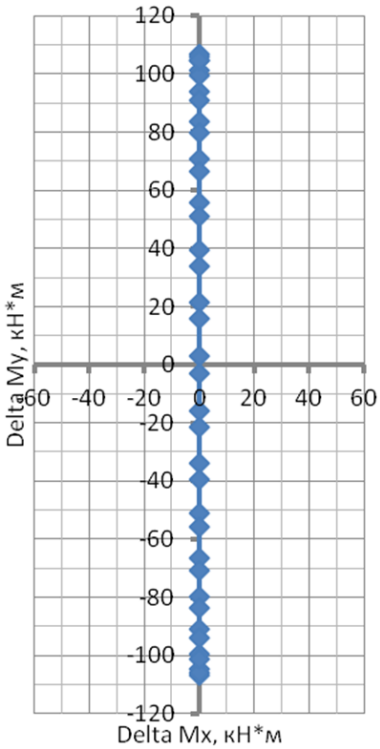

Рис. 8. «Остаточный» момент, действующий в вертикальной плоскости

Для уравновешивания «остаточного» момента, действующего в вертикальной плоскости необходима установка двух параллельных валов с противовесами. Максимальное значение «остаточного» M_{1Y} достигается при угле поворота коленчатого вала 11°34’.

При угле поворота коленчатого вала первого цилиндра ноль градусов центры тяжести противовесов расположены на линиях, образующих с вертикалью углы 11°34’, рис. 9. Схема приведена для угла поворота коленчатого вала ноль градусов Оси дополнительных валов параллельны оси коленчатого вала и размещены симметрично относительно вертикальной оси пересекающей ось коленчатого вала. Дополнительные вала вращаются с угловой скоростью равной угловой скорости коленчатого вала. Шестерни дополнительных валов находятся во взаимном зацеплении, и валы вращаются в противоположных направлениях.

При повороте коленчатого вала на угол 11°34’ центры тяжести противовесов на дополнительных валах будут расположены в вертикальных плоскостях, проходящих через оси дополнительных валов.

Заключение

В восьмицилиндровом V-образном двигателе с углом развала цилиндров 60 градусов, с крестообразным коленчатым валом, для полного уравновешивания момента сил инерции первого порядка масс, движущихся возвратно-поступательно необходимо:

1) установить два противовеса на продолжении крайних щек коленчатого вала (как вариант противовесы могут быть вынесены за пределы блока цилиндров), при этом центры тяжести противовесов должны находиться в плоскости, составляющей с плоскостью первого и четвертого кривошипов угол 18°26’, таким образом, уравновешивается момент, действующий в горизонтальной плоскости;

2) на противоположных концах каждого из двух дополнительных валов, размещенных параллельно оси коленчатого вала и симметрично относительно вертикальной плоскости, проходящей через ось коленчатого вала, вращающихся с угловой скоростью ω в противоположных направлениях, установить по два противовеса таким образом, чтобы при угле поворота коленчатого вала ноль градусов центры тяжести противовесов размещались в плоскостях, составляющих с вертикальной плоскостью углы +11°34’ и –11°34’, таким образом, уравновешивается «остаточный» момент, действующий в вертикальной плоскости.

Литература

1. Шароглазов Б.А. Поршневые двигатели: теория, моделирование и расчет процессов: учеб. для вузов / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2011. – 524 с.
2. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высшая школа, 2008. – 495 с.
3. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей: учеб. для вузов, 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1970. – 328 с.
4. Чистяков В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие для вузов. – М.: Машиностроение, 1989. – 495 с.

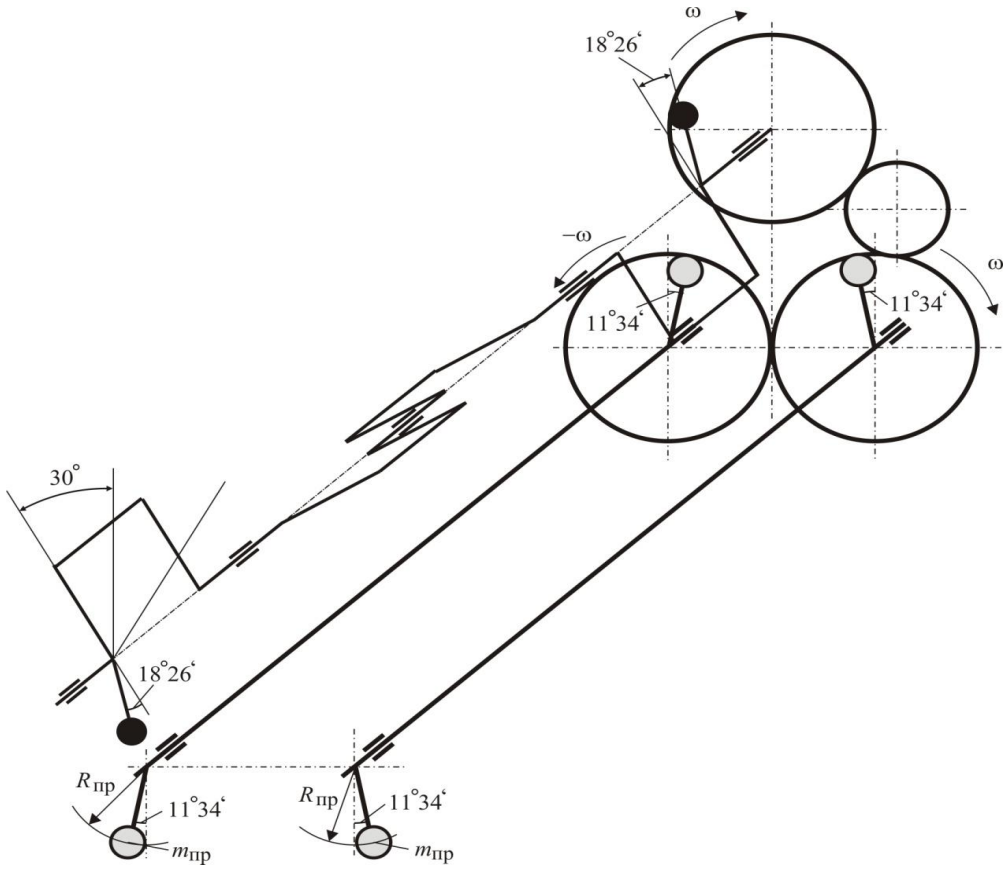

Рис. 9. Схема размещения противовесов на продолжении крайних щек коленчатого вала и на дополнительных валах для полного уравновешивания момента от сил инерции первого порядка

5. Гоц А.Н. Анализ уравновешенности и методы уравновешивания автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007. – 128 с.

6. Шишков В.В. Уравновешивание поршневых двигателей: учеб. пособие для вузов / В.В. Шишков, А.Е. Попов. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2019. – 44 с.

7. https://www.ymzmotor.ru/catalog/dvigateli/ymz-v8/238/ (дата обращения 23.01.2025).

8. https://aurus-avtodom.ru/models/aurus-senat/?ysclid=m6972zxxag26331256&utm_referrer=https%3A%2F%2Fyandex.ru%2F (дата обращения 23.01.2025).

9. Назаров А.Д. Теоретические основы уравновешивания V-образных восьмицилиндровых двигателей и обеспечения возможности балансировки коленчатого вала // Вестник машиностроения. – 2009. – № 3. – С. 8-16.

10. Назаров А.Д. Уравновешивание V-образных восьмицилиндровых двигателей установкой противовесов на продолжении щек коленчатого вала // Вестник машиностроения. – 2005. – № 3. – С. 3-10.

11. Назаров А.Д. Уравновешивание V-образных восьмицилиндровых двигателей установкой противовесов на продолжении щек коленчатого вала // Вестник машиностроения. – 2007. – № 1. – С. 18-23.

12. https://repository.rudn.ru/en/records/article/record /60222/ (дата обращения 23.01.2025).

13. Назаров А.Д. Массогеометрические параметры противовесов коленчатого вала и уравновешенность двигателя // Вестник машиностроения. – 2010. – № 6. – С. 28-38.

DOI: 10.24892/RIJIE/20250306

Balancing Eight-Cylinder V-shaped Piston Engines

Shishkov V.V., Popov A.E.
South Ural State University (national research university)
Chelyabinsk, Russian Federation
shishkovvv@susu.ru

Abstract. **To reduce the dimensions of the V-shaped engine, it can be made with a cylinder camber angle of 60 degrees. The article determines the forces of inertia and moments of inertia forces acting in a piston eight-cylinder V-shaped piston engine with a cross-shaped crankshaft and a cylinder camber angle of 60 degrees. It is found that in the engine is not balanced moment of inertia forces of the first order of masses moving reciprocating. The engine does not provide uniform alternation of working strokes. A method of determining the magnitude and direction of action of the unbalanced moment of inertia forces is proposed. Variants of placing counterweights on the continuation of the crankshaft cheeks are considered. The counterbalancing mechanism for complete equilibration of the engine is offered..**

Keywords: **piston engine, crank mechanism, calculation of inertia forces, moments of inertia forces, balancing, balancing mechanism.**

Библиографическое описание статьи

Шишков В.В. Уравновешивание восьмицилиндровых V-образных поршневых двигателей / В.В. Шишков, А.Е. Попов // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал. – 2025. – Т.12, №3. – С. 38-4. DOI: 10.24892/RIJIE/20250306

Reference to article

Shishkov V.V., Popov A.E. Balancing eight-cylinder V-shaped piston engines, *Russian Internet Journal of Industrial Engineering*, 2025, vol.12, no.3, pp. 38-44. DOI: 10.24892/RIJIE/20250306