

## ВОЗМОЖНОСТИ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ТИПА VR-5

П.Р. Вальехо Мальдонадо, к.т.н., доцент, Российский университет дружбы народов  
В.В. Гусаров, к.т.н., профессор, Московский политехнический университет  
Н.Д. Чайнов, д.т.н., профессор,  
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Рассматривается уравнивание 5-цилиндровых четырехтактных двигателей типа VR с дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом и равномерным чередованием вспышек. Приведены формулы для вычисления и анализа сил инерции от возвратно-поступательно движущихся и вращающихся масс и моменты этих сил, возникающие в двигателях VR-5 для заданного значения угла развала цилиндров, отношения радиуса кривошипа к длине шатуна и относительного смещения оси цилиндра. Предложен способ уравнивания моментов от сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс.

В современном автомобилестроении в некоторых случаях возникает необходимость применения компактных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с рабочим объемом 2,3–3,0 литра [1]. При этом особо высокой компактностью отличается конструктивная схема ДВС типа VR-5. Длина такого ДВС существенно меньше рядного, а при малом угле развала  $\gamma_{ц} = 15^\circ$ , в отличие от V-образного, двигатель может иметь одну головку на все цилиндры (рис. 1). Особенностью таких двигателей является наличие значительного дезаксажа  $e = \pm 12,5$  мм (см. рис. 1), необходимого для предотвращения пересечения цилиндров в их нижней части [2]. При этом дезаксаж в правом и левом блоках разнонаправлен. Равномерное чередование рабочих ходов достигается за счет соответствующих значений углов заклинки кривошипов коленчатого вала.

Например, пятицилиндровый двигатель VR-5 «Volkswagen» имеет  $\gamma_{ц} = 15^\circ$ ,  $e = 12,5$  мм, относительный дезаксаж  $K = 0,278$  и  $\lambda = 0,265$ , при этом  $\varphi_{ВМГ} = 3^\circ 20'$ ;  $\gamma_{ш} = 21^\circ 40'$  [3].

Расчетная схема заклинки кривошипов коленчатого вала, обеспечивающая равномерное чередование рабочих ходов для рассмотренного случая, показана на рис. 2. Конструкция коленчатого вала показана на рис. 3.

При этом фирма не раскрывает информацию об уравнивании двигателя этой конструктивной схемы. Анализ возможных вариантов

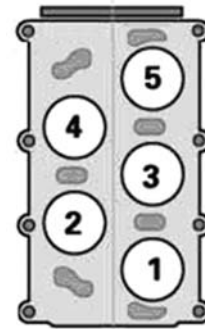
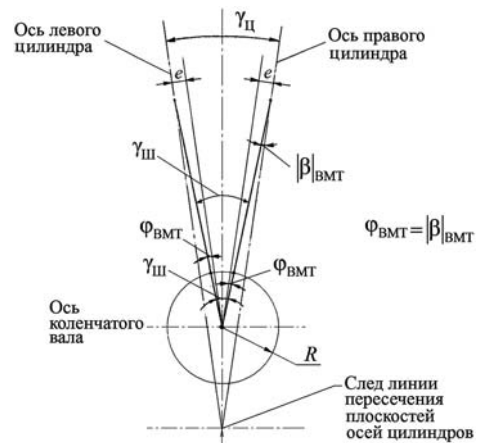


Рис. 1. Кинематическая схема двигателя VR-5 с дезаксиальным КШМ

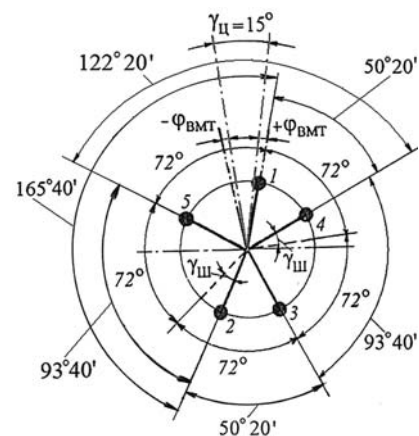


Рис. 2. Углы заклинки кривошипов коленчатого вала, обеспечивающие равномерное чередование вспышек в четырехтактном двигателе типа VR-5 «Volkswagen» с углом развала цилиндров  $15^\circ$

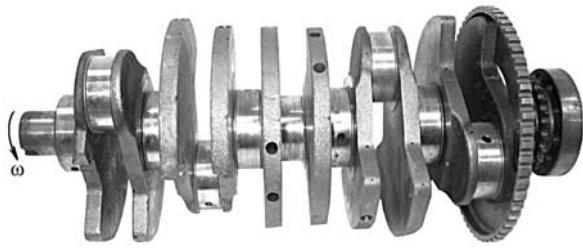


Рис. 3. Общий вид полноопорного коленчатого вала двигателя VR-5 (Volkswagen Passat)

уравновешивания двигателя типа VR-5 представлен в настоящей статье.

**Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс (ВПДМ) и моменты этих сил, действующие в двигателе VR-5.** Анализ удобно выполнять, заменяя указанные силы их проекциями на ортогональные координатные оси  $X$  и  $Y$ . Ось  $Y$  перпендикулярна оси коленчатого вала и совпадает с направлением биссектрисы угла развала цилиндров; ось  $X$  перпендикулярна плоскости биссектрисы (рис. 4).

Для двигателя VR-5 после алгебраического сложения проекций сил инерции первого (индекс 1) второго (индекс 2) порядков всех цилиндров сначала на ось  $Y$ , а затем на ось  $X$  получим

$$\begin{aligned} \Sigma P_{j1y} &= \\ &= m_j R \omega^2 (-0,012 \cos \varphi + 0,0146 \sin \varphi) \cos(\gamma_{\text{ц}}/2); \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \Sigma P_{j1x} &= \\ &= m_j R \omega^2 (0,9585 \cos \varphi + 0,7855 \sin \varphi) \sin(\gamma_{\text{ц}}/2); \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \Sigma P_{j2y} &= \\ &= m_j R \lambda \omega^2 (0,3683 \cos 2\varphi - 0,0738 \sin 2\varphi) \cos(\gamma_{\text{ц}}/2); \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \Sigma P_{j2x} &= \\ &= m_j R \lambda \omega^2 (0,6317 \cos 2\varphi + 3,1515 \sin 2\varphi) \sin(\gamma_{\text{ц}}/2), \end{aligned} \quad (4)$$

где  $m_j$  — масса деталей, совершающих возвратно-

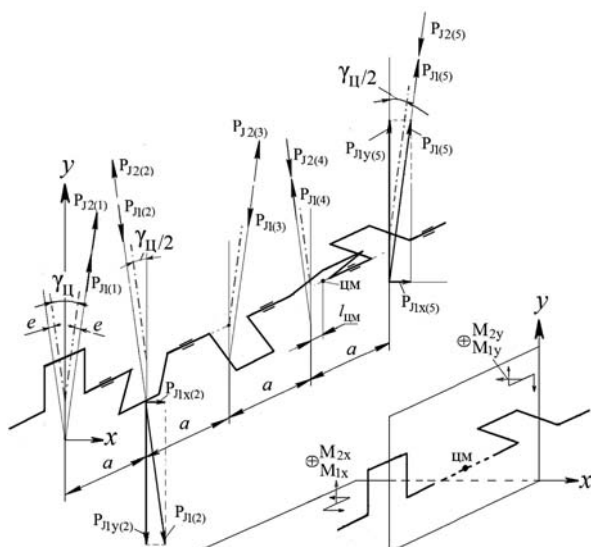


Рис. 4. Расчетная схема определения сил и моментов инерции от поступательно движущихся масс в ДВС типа VR-5

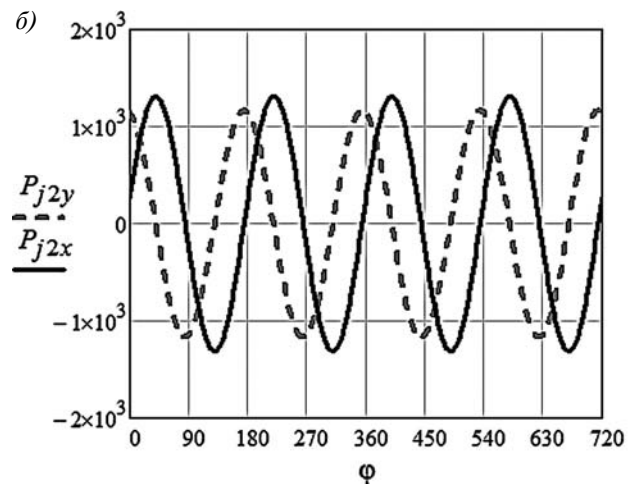
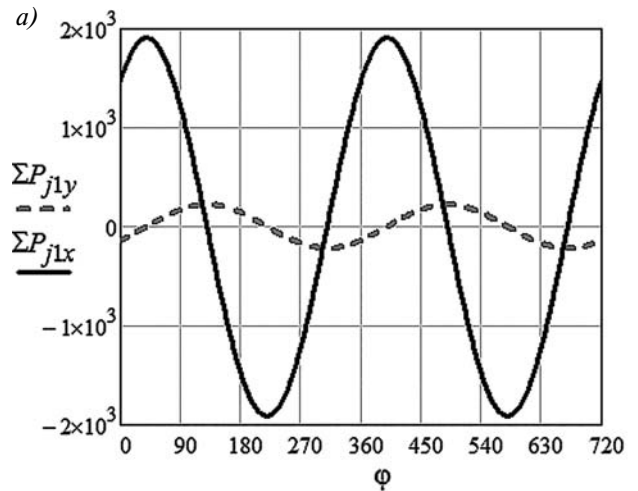


Рис. 5. Графики изменения суммарных сил инерции от возвратно-поступательных движущихся масс, Н, в плоскостях осей  $Y$  и  $X$  двигателя VR-5:

при  $m_j = 0,622$  кг;  $R = 0,045$  м;  $n = 6200$  об/мин;  $\gamma_{\text{ц}} = 15^\circ$ ;  
а — первого порядка; б — второго порядка

поступательное движение;  $R$  — радиус кривошипа;  $\omega$  — угловая скорость.

В двигателе типа VR-5 графики рассматриваемых суммарных сил инерции показаны на рис. 5.

Значения результирующих сил инерции от ВПДМ 1-го и 2-го порядков соответственно  $\Sigma P_{j1}$  и  $\Sigma P_{j2}$  могут быть найдены по значениям их проекций

$$\Sigma P_{j1} = \sqrt{(\Sigma P_{j1x})^2 + (\Sigma P_{j1y})^2} \quad \text{и} \quad \Sigma P_{j2} = \sqrt{(\Sigma P_{j2x})^2 + (\Sigma P_{j2y})^2}.$$

В рассматриваемом двигателе результирующие силы инерции первого и второго порядков от ВПДМ не уравновешены (рис. 6), однако вследствие их малых величин уравновешивание сил инерции в данном случае нецелесообразно.

**Момент от сил инерции первого и второго порядков** возвратно-поступательно движущихся масс находят относительно центра масс (ЦМ) [4, 5]. В соответствии с расчетной схемой указанного двигателя (см. рис. 4) момент, действу-

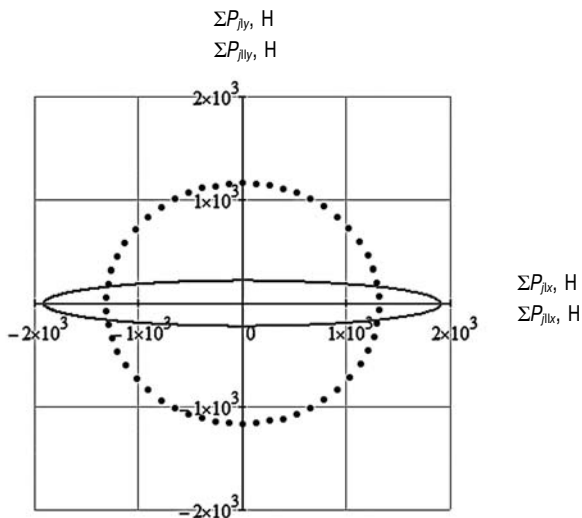


Рис. 6. Годограф результирующей силы инерции ВПДМ двигателя VR-5 «Volkswagen» при  $n = 6200$  об/мин;  $\gamma_{ц} = 15^\circ$  :

— сила первого порядка; ··· сила второго порядка

ющий в вертикальной плоскости (оси  $Y$ ) вычисляется по формулам:

$$\Sigma M_{1y} = m_j R \omega^2 [(0,324a - 0,012l_{цм}) \cos \varphi + (-0,293a + 0,0146l_{цм}) \sin \varphi] \cos(\gamma_{ц}/2); \quad (5)$$

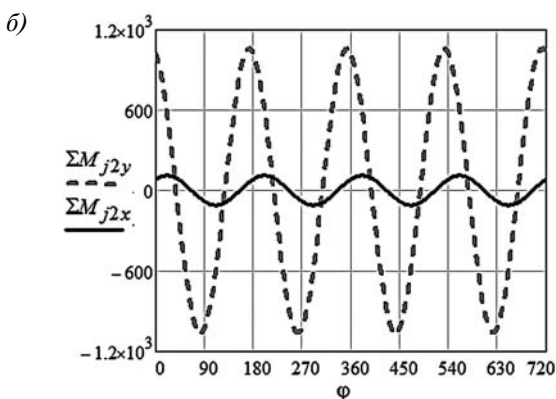
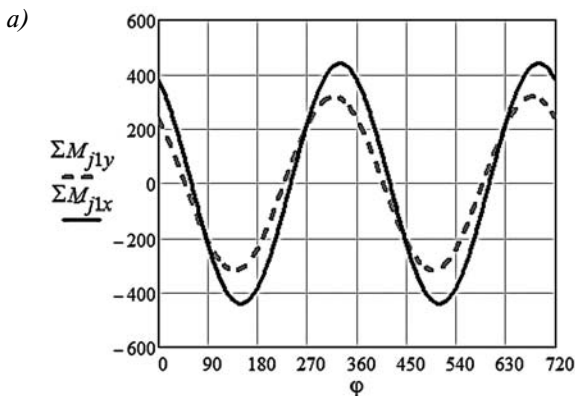


Рис. 7. Графики изменения моментов от суммарных сил инерции ВПДМ (Нм), в плоскостях осей  $Y$  и  $X$  двигателя VR-5:

при  $m_j = 0,622$  кг;  $R = 0,045$  м;  $n = 6200$  об/мин;

$a = 0,063$  м;  $l_{цм} = 0,0158$  м;  $\gamma_{ц} = 15^\circ$ ;

$a$  — первого порядка;  $b$  — второго порядка

$$\Sigma M_{2y} = m_j R \omega^2 \lambda [(5,158a + 0,368l_{цм}) \cos 2\varphi - (1,345a + 0,0738l_{цм}) \sin 2\varphi] \cos(\gamma_{ц}/2); \quad (6)$$

момент от тех же сил, действующий в горизонтальной плоскости (оси  $X$ ):

$$\Sigma M_{1x} = m_j R \omega^2 [(3,667a + 0,959l_{цм}) \cos \varphi + (-2,509a + 0,786l_{цм}) \sin \varphi] \sin(\gamma_{ц}/2); \quad (7)$$

$$\Sigma M_{2x} = m_j R \omega^2 \lambda [(3,078a + 0,632l_{цм}) \cos 2\varphi + (2,072a + 3,151l_{цм}) \sin 2\varphi] \sin(\gamma_{ц}/2). \quad (8)$$

На рис. 7 приведены результаты прямого численного суммирования слагаемых выражений (5–8).

Результирующий момент от сил инерции ВПДМ 1-го и 2-го порядков может быть найден по значениям результирующих проекций

$$\Sigma M_{j1} = \sqrt{(\Sigma M_{j1x})^2 + (\Sigma M_{j1y})^2} \quad \text{и} \quad \Sigma M_{j2} = \sqrt{(\Sigma M_{j2x})^2 + (\Sigma M_{j2y})^2}.$$

На рис. 8 показан годограф результирующего момента от сил инерции ВПДМ 1-го и 2-го порядков рассматриваемого двигателя.

Полное уравновешивание всех моментов от сил инерции ВПДМ достигается с помощью противовесов, установленных на дополнительных валах, параллельных оси коленчатого вала (рис. 9 и 10).

Так, массы  $m_{пр1(\omega)}$  и  $m_{пр1(-\omega)}$  «объединенных» противовесов валов, вращающихся соответственно с угловой скоростью  $\omega$  и  $-\omega$ , должны создавать момент, определяемый выражениями:

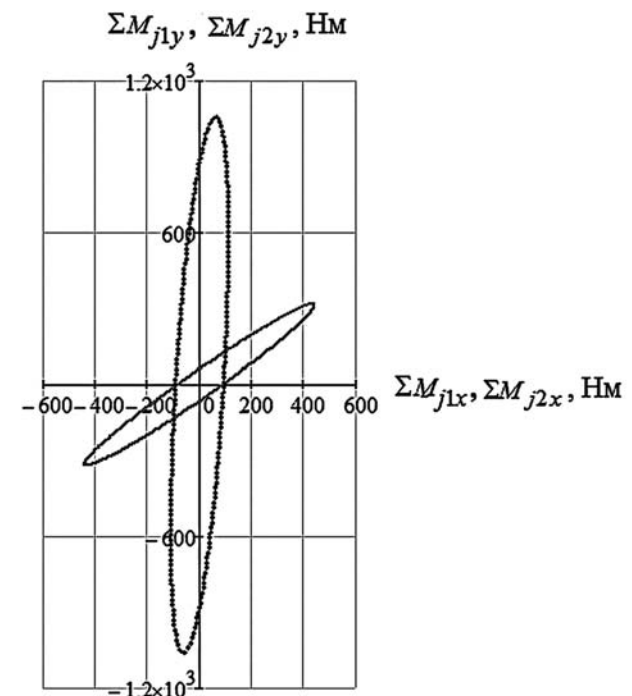


Рис. 8. Годограф результирующего момента от сил инерции ВПДМ двигателя VR-5 «Volkswagen» при  $n = 6200$  об/мин;  $\gamma_{ц} = 15^\circ$  :

— первого порядка; ··· второго порядка

$$M_{\text{пр1}(\omega)} = \quad (9)$$

$$= \sqrt{(M_{\text{пр1y}(\omega)})^2 + (M_{\text{пр1x}(\omega)})^2 - 2M_{\text{пр1y}(\omega)} \cdot M_{\text{пр1x}(\omega)} \cdot \cos(101^\circ 23')};$$

$$M_{\text{пр1}(-\omega)} = \quad (10)$$

$$= \sqrt{(M_{\text{пр1y}(-\omega)})^2 + (M_{\text{пр1x}(-\omega)})^2 - 2M_{\text{пр1y}(-\omega)} \cdot M_{\text{пр1x}(-\omega)} \cdot \cos(78^\circ 37')}.$$

При  $\varphi = 0$  момент  $M_{\text{пр1}(\omega)}$ , как и его составляющие  $M_{\text{пр1x}(\omega)}$  и  $M_{\text{пр1y}(\omega)}$ , действует в плоскости, отстоящей от оси  $Y$  против хода часовой стрелки на угол  $91^\circ 10'$ , от направления оси первого цилиндра — на угол  $83^\circ 40'$ , от положения первого кривошипа в верхней мертвой точке (ВМТ) — на угол  $80^\circ 20'$  (рис. 9, а).

Момент  $M_{\text{пр1}(-\omega)}$  при  $\varphi = 0$  действует в плоскости, отстоящей от оси  $Y$  по ходу часовой стрелки на угол  $19^\circ 51'$ , от направления оси



Рис. 9. К уравниванию моментов от сил инерции первого порядка ( $\varphi = 0$ )

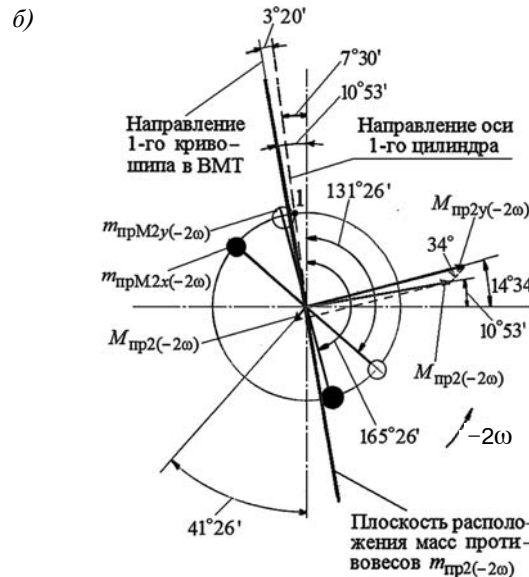
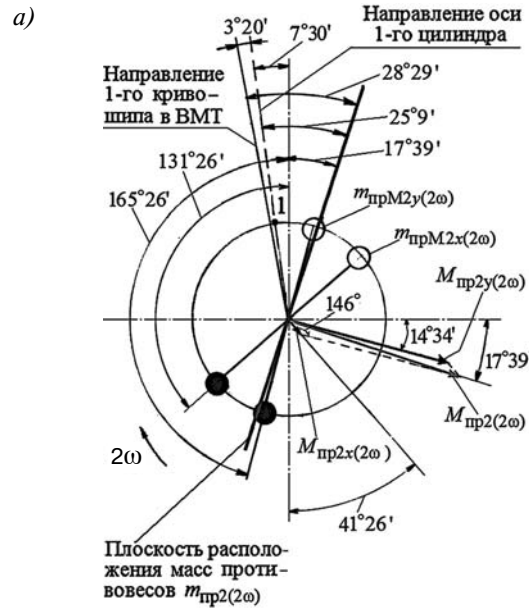


Рис. 10. К уравниванию моментов от сил инерции второго порядка ( $\varphi = 0$ )

первого цилиндра — на угол  $27^\circ 21'$ , от положения первого кривошипа в ВМТ — на угол  $30^\circ 41'$  (рис. 9, б).

Как показано на рис. 10, моменты, создаваемые противовесами, перенесенными на общий вал, действуют в разных плоскостях. Массы  $m_{\text{пр2}(2\omega)}$  «объединенных» противовесов, вращающихся с угловой скоростью  $2\omega$ , должны создавать момент

$$M_{\text{пр2}(2\omega)} = \quad (11)$$

$$= \sqrt{(M_{\text{пр2y}(2\omega)})^2 + (M_{\text{пр2x}(2\omega)})^2 - 2M_{\text{пр2y}(2\omega)} \cdot M_{\text{пр2x}(2\omega)} \cdot \cos(146^\circ)};$$

$$M_{\text{пр2}(-2\omega)} = \quad (12)$$

$$= \sqrt{(M_{\text{пр2y}(-2\omega)})^2 + (M_{\text{пр2x}(-2\omega)})^2 - 2M_{\text{пр2y}(-2\omega)} \cdot M_{\text{пр2x}(-2\omega)} \cdot \cos(34^\circ)}.$$

При  $\varphi = 0$  момент  $M_{\text{пр2}(2\omega)}$ , как и его составляющие  $M_{\text{пр2x}(2\omega)}$  и  $M_{\text{пр2y}(2\omega)}$ , действует в плоскости, отстоящей от оси  $Y$  по ходу часовой стрелки на

угол  $17^{\circ}39'$ , от направления оси первого цилиндра — на угол  $25^{\circ}9'$ , от положения первого кривошипа в ВМТ — на угол  $28^{\circ}29'$  (рис. 10, а).

Момент  $M_{np2(-2\omega)}$  при  $\varphi = 0$  действует в плоскости, отстоящей от оси  $Y$  против хода часовой стрелки на угол  $10^{\circ}53'$ , от направления оси первого цилиндра — на угол  $3^{\circ}23'$ , от положения первого кривошипа в ВМТ — практически без отставания (рис. 10, б).

**Центробежные силы инерции от вращающихся масс и моменты от этих сил, действующие в двигателе VR5.** Определение суммарной центробежной силы  $K_{R1} \dots K_{R5}$  (рис. 11) удобно выполнить путем предварительного нахождения проекций на ортогональные координатные оси  $X$  и  $Y$ . Складывая алгебраически проекции центробежных сил всех цилиндров сначала на ось  $Y$ , а затем на ось  $X$ , получим после несложных тригонометрических преобразований выражения для результирующих:

$$\Sigma K_{Ry} = 0,159K_R; \quad (13)$$

$$\Sigma K_{Rx} = 0,1694K_R, \quad (14)$$

где  $K_R$  — центробежная сила инерции, действующая в одном цилиндре.

**Моменты от центробежных сил инерции** вращающихся масс относительно точки «0», действующие в плоскости осей  $Y$  и  $X$ , приведены на рис. 11.

Складывая алгебраически проекции векторов моментов центробежных сил всех цилиндров сначала на ось  $Y$ , а затем на ось  $X$ , получим после

некоторых преобразований выражения для результирующих:

$$\Sigma M_{Ry} = -0,2252aK_R; \quad (15)$$

$$\Sigma M_{Rx} = 0,8848aK_R. \quad (16)$$

Результирующая центробежная сила ( $\Sigma K_R$ ) и соответствующий результирующий момент ( $\Sigma M_R$ ) от этих сил могут быть найдены по значениям результирующих проекций:

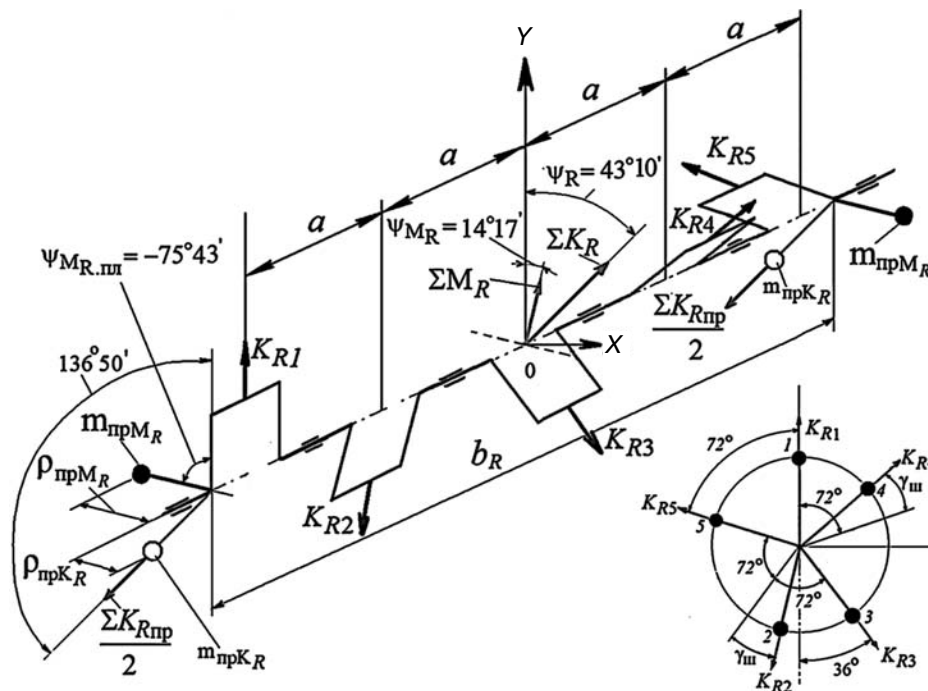
$$\Sigma K_R = \sqrt{(\Sigma K_{Rx})^2 + (\Sigma K_{Ry})^2}; \quad (17)$$

$$\Sigma M_R = \sqrt{(\Sigma M_{Rx})^2 + (\Sigma M_{Ry})^2}. \quad (18)$$

Плоскость действия  $\Sigma M_R$  смещена на угол  $\psi_{M_{R.пл}} = -75^{\circ}43'$  относительно направления кривошипа первого цилиндра.

Суммарная сила  $\Sigma K_R$  и суммарный момент  $\Sigma M_R$  могут быть уравновешенными разными способами, например, двумя противовесами соответственно  $m_{npK_R}$  и  $m_{npM_R}$ , устанавливаемыми на продолжении крайних щек коленчатого вала 1-го и 5-го цилиндров (рис. 11). В этом случае уравновешивание  $\Sigma K_R$  и  $\Sigma M_R$  достигается при расположении радиусов этих противовесов под углом соответственно  $136^{\circ}50'$  и  $75^{\circ}43'$  (рис. 11) относительно первого кривошипа против направления вращения вала.

С учетом того, что противовесы для уравновешивания  $\Sigma K_R$  и  $\Sigma M_R$  были установлены на продолжении крайних щек 1-го и 5-го кривошипов, можно сократить их количество с четырех до двух (рис. 12). Окончательные силы:



**Рис. 11.** К уравновешиванию центробежных сил инерции и их моментов в двигателе типа VR-5 с помощью двух противовесов:

1, 2, ..., 5 — номера цилиндров и кривошипов двигателя);

○ — противовесы для уравновешивания сил; ● — противовесы для уравновешивания моментов

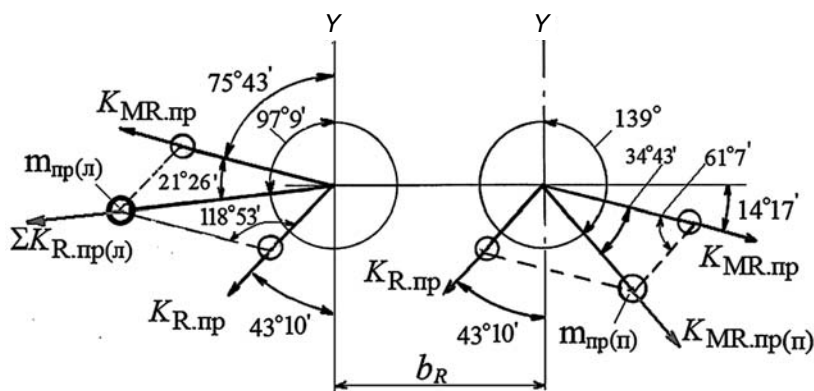


Рис. 12. Расчетная схема определения параметров двух противовесов для полного уравнивания центробежных сил инерции и их моментов

$$\sum K_{R.пр(п)} = \quad (19)$$

$$= \sqrt{(K_{R.пр})^2 + (K_{MR.пр})^2 - 2 \cos(118^\circ 53') K_{R.пр} K_{MR.пр}};$$

$$\sum K_{R.пр(п)} = \quad (20)$$

$$= \sqrt{(K_{R.пр})^2 + (K_{MR.пр})^2 - 2 \cos(61^\circ 7') K_{R.пр} K_{MR.пр}};$$

где  $K_{R.пр} = m_{прKк} \omega^2 \cdot \rho_{пр}$ ;  $K_{MR.пр} = m_{прMr} \omega^2 \cdot \rho_{пр}$ ;  $\rho_{пр}$  — расстояния от центра тяжести противовеса до оси вращения коленчатого вала.

При  $\varphi = 0$  противовесы и  $m_{пр(п)}$  устанавливаются по отношению к оси  $Y$  соответственно против хода часовой стрелки на угол  $97^\circ 9'$  и по ходу часовой стрелки на угол  $139^\circ$ .

По ряду конструкторско-технологических соображений (уменьшение изгибных напряжений шеек коленчатого вала, исключение резонанса крутильных колебаний) целесообразно выполнять уравнивание центробежных сил и моментов путем установки противовесов на каждую из 10 шеек коленчатого вала двигателя этого типа.

## Выводы

В результате выполненного анализа предложены зависимости для определения действующих инерционных сил и их моментов для двигателя типа VR-5 особо плотной компоновки.

С использованием этих зависимостей показана, возможность полного уравнивания как моментов от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, так и сил инерции и моментов от вращающихся масс двигателя типа VR-5.

Приведены уравнения для нахождения параметров уравнивающих устройств.

## Литература

1. Гусаров В.В. Уравнивание поршневых двигателей: учебное пособие. М. : МГИУ, 2010. 134 с.
2. П.П. Вальехо Мальдонадо, К.С. Руновский, Н.Д. Чайнов. Уравнивание V-образного 6-цилиндрового четырехтактного двигателя с углом развала цилиндров  $90^\circ$  и равномерным чередованием вспышек // Грузовик. 2015. № 6. С. 14–20.
3. П.П. Вальехо Мальдонадо, Н.Д. Чайнов. Уравнивание V-образных двигателей с угловым смещением шатунных шеек рядом расположенных шатунов // Двигателестроение. 2019. № 2. С. 17–25.
4. Конструирование и расчет поршневых двигателей: учебник для вузов. / Н. Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков; под ред. Н.Д. Чайнова. М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. 536 с.
5. Колебания силового агрегата автомобиля / В.Е. Тольский, Л.В. Корчемный, Г.В. Латышев, Л.М. Минкин. М. : Машиностроение, 1976. 266 с.