

УДК 621.01:539.4

## ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ОДНОЦИЛИНДРОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Гоц А.Н., Клевцов В.С.

*Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича  
и Николая Григорьевича Столетовых, Владимир, e-mail: hotz@mail.ru, tdieu@yandex.ru*

Рассмотрены варианты различных схем уравнивания одноцилиндровых двигателей от действия сил инерции первого порядка. Обычно это уравнивание проводят с помощью дополнительного уравнивающего вала, на который устанавливаются противовесы и привод которого осуществляется от коленчатого вала. Хотя при такой схеме уравнивания можно полностью уравновесить силы инерции первого порядка, но недостатком такой конструкции является появление дополнительного момента, который нагружает опоры двигателя. Опоры также нагружает опрокидывающий момент, который равен и противоположно направлен крутящему моменту и его действие на опоры двигателя ничем не уравнивается. Показано, что при определенном расположении уравнивающего вала с противовесами возникающий при этом дополнительный момент может быть направлен против уравнивающего момента, тем самым будет снижена виброактивность одноцилиндрового двигателя. Численным расчетом было показано, что наиболее рациональной схемой установки дополнительного уравнивающего вала является его расположение слева от коленчатого. При этом угол между осью цилиндра и линией, соединяющей ось коленчатого вала и дополнительного, не должен превышать  $90^\circ$ . В этом случае среднее значение уравнивающего момента может быть уменьшено на 12...16%. Кроме того, можно использовать в качестве балансирующего вала конструкцию, у которой средняя часть имеет проточку. Центр масс такой конструкции не совпадает с осью вращения, что вызывает большую величину центробежной силы на малом радиусе.

**Ключевые слова:** силы инерции, порядок сил инерции, уравнивание, противовесы, коленчатый вал, дополнительный вал

## SELECTION OF THE OPTIMAL SCHEME OF STABILIZATION OF THE ONE-CYLINDER ENGINE

Gots A.N., Klevtsov V.S.

*Vladimir State University named after Alexander Grigoryevich and Nikolay Grigoryevich Stoletovs,  
Vladimir, e-mail: hotz@mail.ru, tdieu@yandex.ru*

Variants of various schemes of balancing single-cylinder engines from the action of inertia forces of the first order are considered. Usually this balancing is carried out with the help of an additional balancing shaft, on which counterweights are installed and which is driven from the crankshaft. Although this balancing scheme can completely balance the inertia forces of the first order, but the disadvantage of this design is the appearance of an additional moment that loads the engine supports. The supports are also loaded by the tipping moment, which is equal to and opposite to the torque and its effect on the engine supports is not balanced by anything. It is shown that at a certain location of the balancing shaft with counterweights, the additional moment that occurs in this case can be directed against the balancing moment, thereby reducing the vibration activity of the single-cylinder engine. Numerical calculation has shown that the most rational scheme for installing an additional balancing shaft is its location to the right of the crankshaft. In this case, the angle between the cylinder axis and the line connecting the crankshaft axis and the additional one should not exceed  $90^\circ$ . In this case, the average value of the balancing moment can be reduced by 12...16%. In addition, use as a balance shaft design, which has a middle part of the groove. The center of mass of this design does not coincide with the axis of rotation, which causes a large amount of centrifugal force at a small radius.

**Keywords:** inertia forces, order of inertia forces, balancing, counterweights, crankshaft, additional shaft

Одноцилиндровые двигатели используются на мотоциклах, мотоблоках для средств малой механизации, а также для многоцелевого назначения. В таких двигателях возникает проблема уравнивания центробежных сил инерции неуравновешенных вращающихся масс кривошипа, а также сил инерции первого и второго порядков, вызванных возвратно поступательным движением масс поршневой группы. Обычно в таких двигателях уравнивают только центробежные силы вращающихся масс и силы инерции первого порядка [1, 2]. Если центробежные силы инерции вращающихся масс кривошипа уравниваются противовесами на продолжении щек коленчатого вала, то использование таких

противовесов для уравнивания сил инерции первого порядка просто переводит их из вертикальной плоскости в горизонтальную [3–5]. Такой способ уравнивания используется на некоторых мотоциклетных двигателях.

Кроме того, для снижения виброактивности одноцилиндрового двигателя широко используется дополнительный уравнивающий вал, который располагается справа от коленчатого вала по ходу его вращения [5–7]. Привод дополнительного вала осуществляется через шестерню от коленчатого вала. На этом дополнительном валу устанавливаются противовесы, а такие противовесы устанавливаются на коленчатом валу. Поскольку коленчатый и дополнитель-

ный валы вращаются в противоположные стороны, то вертикальная составляющая сил инерции двух противовесов будет складываться и тем самым уравнивать силу инерции первого порядка [1, 2]. Горизонтальные составляющие направлены в противоположные стороны и уравниваются друг друга. Однако от вертикальной составляющей центробежной силы инерции сил противовеса на дополнительном валу возникает момент, который дополнительно нагружает опоры двигателя [1, 2].

Цель исследования: определить влияние дополнительного момента на опоры двигателя, наиболее рациональное место установки по отношению к коленчатому валу, на каких участках поворота коленчатого вала он направлен против опрокидывающего момента, а на каких участках – складывается с ним, тем самым повышает виброактивность одноцилиндрового двигателя. Кроме того, проанализируем, каким образом влияет расположение дополнительного вала на габаритные размеры самого двигателя.

#### Материалы и методы исследования

Представим, что уравнивающий вал располагается справа от коленчатого вала (по направлению вращения) так, что прямая, соединяющая оси коленчатого вала и дополнительного, располагается под углом  $\alpha$  от вертикальной оси цилиндра (рис. 1). Если расстояние между осями коленчатого вала  $O$  и дополнительного –  $O_1$  равно  $l$ , то проекция его на горизонтальную ось (ось  $x$ ) равна  $l_{bv} = l \sin \alpha$ , а на вертикальную (ось  $y$ ) –  $l_{bf} = l \cos \alpha$  (рис. 1).

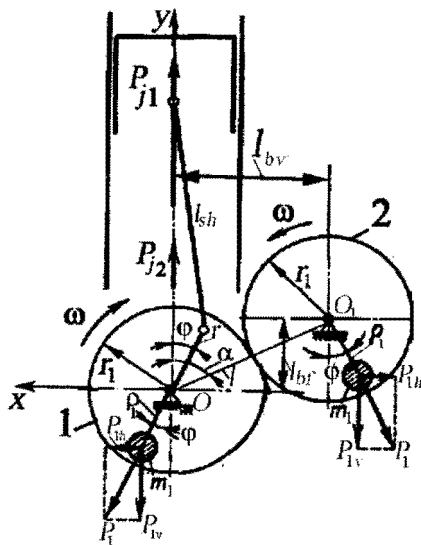


Рис. 1. Схема уравнивания сил инерции первого порядка в одноцилиндровом двигателе с дополнительным валом

На коленчатом валу установлена шестерня 1, которая приводит во вращение шестерню 2, расположенную на дополнительном валу. Шестерни 1 и 2 содержат на расстоянии  $\rho_1$  от оси вращения противовесы массой  $m_1$  и установлены так, что при любом повороте кривошипа положение радиуса  $\rho_1$  полностью определяются углом поворота кривошипа.

Шестерни 1 и 2 вращаются в противоположные стороны, и при этом при вращении масс  $m_1$  возникают силы инерции  $P_1 = m_1 \rho_1 \omega^2$ . Проекции этих сил на ось  $y$  равны  $P_{1v} = m_1 \rho_1 \omega^2 \cos \alpha$  и складываются, тем самым уравнивая силу инерции первого порядка

$$P_j \cos \alpha = 2P_{1v} = 2m_1 \rho_1 \omega^2 \cos \alpha,$$

откуда масса  $m_1$  определяется как

$$m_1 = m_j \frac{r}{2\rho_1}. \quad (1)$$

Здесь  $m_j$  – масса деталей, совершающих возвратно-поступательное движение.

Вместе с тем равнодействующая двух сил  $P_{1v}$  составляет пару с силой  $P_j$ , момент которой можно определить как (рис. 1);

$$M_v = m_1 \rho_1 \omega^2 l_{bv} \cos \alpha = m_1 \rho_1 \omega^2 l \sin \alpha \cos \alpha.$$

Решение получено из условия, что в соответствии с правилами теоретической механики воздействие сил  $P_1$  на систему не изменится, если их перенести в точки  $O$  и  $O_1$ . Заметим, что решение может быть получено, если найти момент сил  $P_{1v}$  относительно точки  $O$  (рис. 1, положительный момент выбирается, если его направление совпадает с направлением вращения коленчатого вала):

$$M_v = -P_{1v} \rho_1 \sin \alpha + P_{1v} (l_{bv} + \rho_1 \sin \alpha) = P_{1v} l_{bv},$$

или

$$M_v = m_1 \rho_1 \omega^2 l \sin \alpha \cos \alpha. \quad (2)$$

Составляющие силы  $P_1$  по горизонтали  $P_{1h} = m_1 \rho_1 \omega^2 \sin \alpha$  (рис. 1) направлены противоположно друг другу и составляют пару сил с моментом  $M_h$  (знак плюс выбираем аналогично по направлению вращения коленчатого вала):

$$M_h = m_1 \rho_1 \omega^2 l \cos \alpha \sin \alpha. \quad (3)$$

Оба момента воздействуют на опоры двигателя, как и опрокидывающий момент  $M_{up}$ , который, как известно, равен крутящему моменту  $M_{id}$ , но имеет противоположное направление, т.е.  $M_{up} = -M_{id}$  [1].

Суммарный момент от действия силы инерции на дополнительном валу равен

$$M_s = m_1 \rho_1 \omega^2 l (\cos \alpha \sin \varphi + \sin \alpha \cos \varphi) = m_1 \rho_1 \omega^2 l \sin(\alpha + \varphi). \quad (4)$$

Поскольку возникающий дополнительный момент  $M_s$  может усиливать опрокидывающий момент  $M_{up}$  или, наоборот, уменьшать действие его опоры двигателя, то в связи с этим целесообразно провести исследования наиболее целесообразного расположения дополнительного вала. Заметим, что опрокидывающий момент  $M_{up}$  всегда равен и противоположно направлен крутящему моменту двигателя  $M_{id}$ .

В качестве оценочных показателей рационального расположения дополнительного вала примем:

– угол  $\alpha$  между осью цилиндра и прямой, соединяющей оси валов коленчатого  $O$  и дополнительного –  $O_1$  (рис. 1);

– среднее значение дополнительного момента  $M_s = M_v + M_h$  при изменении угла  $\alpha$ ;

– изменение среднего значения опрокидывающего момента  $\Delta M_{ups}$  при наличии дополнительного вала;

– изменение размаха суммарного опрокидывающего и дополнительного моментов  $\Delta M_{ups} = M_{ups \max} - M_{ups \min}$ ;

– изменение габаритных размеров двигателя при различных положениях дополнительного вала.

Проведем исследование по принятым оценочным показателям численно для реального одноцилиндрового дизеля с определением необходимых масс противовесов, так как в общем виде по зависимости (4) определить это невозможно.

Численный расчет проведем для дизеля ТМЗ-650Д (1Ч9,55/9,2) номинальной мощности 12 кВт при частоте вращения коленчатого вала  $n = 3600 \text{ мин}^{-1}$ .

Для расчета сил инерции движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ) дизеля ТМЗ-650Д массы их

определялись в результате взвешивания в лаборатории кафедры «Тепловые двигатели и энергетические установки» ВлГУ, а также путем анализа чертежей по трехмерной модели, выполненной с помощью программного комплекса SolidWorks Simulation. Результаты взвешивания и расчетов приведены в табл. 1. Поскольку уравновешивание центробежных сил вращающихся масс кривошипа – задача известная, то в данном случае рассматривается только уравновешивание только сил инерции первого порядка.

Определим силу инерции первого порядка  $P_{j1}$  на режиме номинальной мощности ( $n = 3600 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\omega = 376,8 \text{ 1/с}$ ):

$$P_{j1} = m_j r \omega^2 \cos \varphi,$$

где  $m_j = m_p + m_{pp} + m_{pr} + m_1 = 1,316 \text{ кг}$  (табл. 1) – массы, совершающие возвратно-поступательное движение (поршень, поршневой палец, поршневые кольца, часть массы шатуна, отнесенная к оси поршневого пальца);  $r = 0,046 \text{ м}$  – радиус кривошипа.

Максимальная сила инерции первого порядка  $P_{j1}$ , действующая в плоскости, проходящей через ось коренных шеек и ось цилиндра (рис. 1), равна

$$P_{j1 \max} = 1,316 \cdot 0,046 \cdot 376,8^2 = 8594,8 \text{ Н.}$$

Она должна быть уравновешена вертикальными составляющими центробежных сил инерции двух противовесов массой  $m_1$ , установленных на радиусе  $\rho_1 = 0,046 \text{ м}$  от оси вращения. В соответствии с зависимостью (1) определяем

$$m_1 = m_j \frac{r}{2\rho_1} = 1,316 \frac{0,046}{2 \cdot 0,046} = 0,658 \text{ кг.}$$

Максимальная сила инерции при вращении противовеса массой  $m_1 = 0,658 \text{ кг}$  на радиусе  $\rho_1 = 0,046 \text{ м}$  равна

$$P_1 = m_1 \rho_1 \omega^2 = 0,658 \cdot 0,046 \cdot 376,8^2 = 4297,4 \text{ Н.}$$

Таблица 1

Массы деталей КШМ дизеля ТМЗ-650Д

Наименование детали или ее составной части	Массы деталей $m_j$ , кг
1. Поршень $m_p$	0,645 (0,640)
2. Поршневой палец $m_{pp}$	0,241
3. Поршневые кольца $m_{pr}$	0,1
4. Шатун с вкладышами $m_{sh}$	0,950 ± 0,015
5. Часть массы шатуна, отнесенная к оси поршневого пальца $m_1$	0,33

По программе, разработанной на кафедре «Тепловые двигатели и энергетические установки», был проведен динамический расчет дизеля ТМЗ-650Д и определено значение крутящего и опрокидывающего момента в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Результаты расчета приведены в табл. 2.

В табл. 2  $M_{id}$ , Н·м – крутящий момент двигателя на режиме номинальной мощности. Для того чтобы определить, как влияет расположение дополнительного вала относительно коленчатого на величину дополнительного момента  $M_s$  (усиливает или уменьшает величину опрокидывающего момента), определим по зависимости (4) величину и направление  $M_s$ . Примем знак момента положительным, если его направление совпадает с направлением вращения коленчатого вала.

Результаты расчетов приведены в табл. 3. Поскольку крутящий момент двигателя  $M_{id}$  и, соответственно, равный ему и противо-

положно направленный опрокидывающий момент  $M_{up}$  имеют относительно большие значения только в конце такта сжатия и примерно до середины такта расширения, то для того, чтобы расчет был корректным, значения  $M_s$  подсчитывались через 5° ПКВ. Для экономии места в табл. 3 приведены результаты расчета через 30° ПКВ, хотя средние значения определялись через 5° ПКВ.

### Результаты исследования и их обсуждение

Проанализируем полученные расчетным путем результаты. В соответствии с зависимостью (4) дополнительный момент изменяется по синусоидальному закону, а угол  $\alpha$ , определяющий положение дополнительного вала относительно коленчатого, выступает в качестве начального. Поэтому, кроме положения дополнительного вала при  $\alpha = 0$  (чистая синусоида) и  $\alpha = 180^\circ$  (косинусоида), для момента  $M_s$  можно подсчитать среднее значение.

Таблица 2

Значение крутящего и опрокидывающего момента по данным динамического расчета

$\varphi^\circ$ , ПКВ	$M_{id}$ , Н·м	$M_{up}$ , Н·м	$\varphi^\circ$ , ПКВ	$M_{id}$ , Н·м	$M_{up}$ , Н·м	$\varphi^\circ$ , ПКВ	$M_{id}$ , Н·м	$M_{up}$ , Н·м
0	0	0	240	-106	106	480	188	-188
15	-90	90	255	-122	122	495	135	-135
30	-140	140	270	-96	96	510	82	-82
45	-130	130	285	-80	80	525	37	-37
60	-72	72	300	-28	28	540	0	0
75	5	-5	315	-44	44	555	30	-30
90	67	-67	330	-155	155	570	-57	57
105	97	-97	345	-315	315	585	-97	97
120	96	-96	360	0	0	600	-111	111
135	76	-76	375	893	-893	615	-129	129
150	49	-49	390	798	-798	630	-88	88
165	24	-24	405	503	-503	645	-29	29
180	0	0	420	360	-360	660	-56	56
195	-0,73	0,73	435	290	-290	675	-122	122
210	-0,154	0,154	450	261	-261	690	-126	126
225	-79	79	465	227	-227	705	-88	88
						720	0	0
Средние значения $M_{id}$ и $M_{up}$ , Н·м							37,9	-37,9

Таблица 3

Расчетные значения дополнительного момента  $M_s$ , Н·м

$\varphi$ \ $\alpha^\circ$	Момент от дополнительных противовесов, массой $m_i = 0,658$ кг											Момент $M_{up}$ , Н·м
	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	
0	0	215,2	372,72	430,39	372,72	215,2	0	-215,2	-372,72	-430,39	-372,72	-215,2
30	215,2	372,73	430,38	372,73	215,19	0	-215,2	-372,73	-430,38	-372,73	-215,19	-0,01
60	372,73	430,38	372,73	215,2	0	-215,19	-372,73	-430,38	-372,73	-215,2	0,01	215,19
90	430,39	372,72	215,2	0	-215,2	-372,72	-430,39	-372,72	-215,2	0	215,2	372,72
120	372,73	215,19	0	-215,2	-372,73	-430,38	-372,73	-215,19	-0,01	215,2	372,73	430,38
150	215,2	0	-215,19	-372,73	-430,38	-372,73	-215,2	0,01	215,19	372,73	430,38	372,73
180	0	-215,2	-372,72	-430,39	-372,72	-215,2	0	215,2	372,72	430,39	372,72	215,2
210	-215,2	-372,73	-430,38	-372,73	-215,19	0	215,2	372,73	430,38	372,73	215,19	0,01
240	-372,73	-430,38	-372,73	-215,2	0	215,19	372,73	430,38	372,73	215,2	-0,01	-215,19
270	-430,39	-372,72	-215,2	0	215,2	372,72	430,39	372,72	215,2	0	-215,2	-372,72
300	-372,73	-215,19	0	215,2	372,73	430,38	372,73	215,19	0,01	-215,2	-372,73	-430,38
330	-215,2	0	215,19	372,73	430,38	372,73	215,2	-0,01	-215,19	-372,73	-430,38	-372,73
360	0	215,2	372,72	430,39	372,72	215,2	0	-215,2	-372,72	-430,39	-372,72	-215,2
390	215,2	372,73	430,38	372,73	215,19	0	-215,2	-372,73	-430,38	-372,73	-215,19	-0,01
420	372,73	430,38	372,73	215,2	0	-215,19	-372,73	-430,38	-372,73	-215,2	0,01	215,19
450	430,39	372,72	215,2	0	-215,2	-372,72	-430,39	-372,72	-215,2	0	215,2	372,72
480	372,73	215,19	0	-215,2	-372,73	-430,38	-372,73	-215,19	-0,01	215,2	372,73	430,38
510	215,2	0	-215,19	-372,73	-430,38	-372,73	-215,2	0,01	215,19	372,73	430,38	372,73
540	0	-215,2	-372,72	-430,39	-372,72	-215,2	0	215,2	372,72	430,39	372,72	215,2
570	-215,2	-372,73	-430,38	-372,73	-215,19	0	215,2	372,73	430,38	372,73	215,19	0,01
600	-372,73	-430,38	-372,73	-215,2	0	215,19	372,73	430,38	372,73	215,2	-0,01	-215,19
630	-430,39	-372,72	-215,2	0	215,2	372,72	430,39	372,72	215,2	0	-215,2	-372,72
660	-372,73	-215,19	0	215,2	372,73	430,38	372,73	215,19	0,01	-215,2	-372,73	-430,38
690	-215,2	0	215,19	372,73	430,38	372,73	215,2	-0,01	-215,19	-372,73	-430,38	-372,73
720	0	215,2	372,72	430,39	372,72	215,2	0	-215,2	-372,72	-430,39	-372,72	-215,2
Среднее значение $M_{sm}$ , Н·м	0	8,61	14,91	17,22	14,91	8,61	0	-8,61	-14,91	-17,22	-14,91	-37,9

Таким образом, положительный знак (по направлению вращения) дополнительного момента  $M_s$  направлен против опрокидывающего момента  $M_{up}$ , а значит, он будет уменьшать величину  $M_{up}$  и тем самым уменьшит нагрузку на опоры двигателя. Из анализа первого оценочного параметра, принятого нами для выбора рационального расположения дополнительного вала, т.е. угла  $\alpha$ , можно признать, что более рациональным является расположение уравновешивающего вала справа от коленчатого (вид с носка вала) по направлению вращения (рис. 1), т.е.  $0 \leq \alpha \leq 180^\circ$ . Если дополнительный вал установить на другом участке, то суммарный момент  $M_{ups} = M_{up} + M_s$  будет увеличиваться, так как, когда  $180^\circ \leq \alpha \leq 60^\circ$ , среднее значение дополнительного момента  $M_{sm} < 0$  (табл. 3), тем самым будет увеличена нагрузка на опоры двигателя.

Значение суммарного момента  $M_{ups}$  (опрокидывающего и дополнительного) определяли, как обычно:

$$M_{ups} = M_{up} + M_s. \quad (5)$$

Графики изменения опрокидывающего момента  $M_{up}$  (кривая 1), дополнительного момента  $M_s$  (кривая 2) и суммарного  $M_{ups}$ , определяемого по зависимости (5) (кривая 3), при двух значениях  $\alpha = 45^\circ$  приведены на рис. 2.

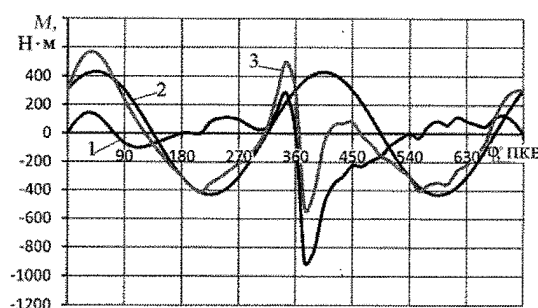


Рис. 2. Изменение моментов: опрокидывающего  $M_{up}$  (кривая 1), дополнительного  $M_s$  (кривая 2) и суммарного  $M_{ups}$  (кривая 3) при  $\alpha = 45^\circ$

Для анализа еще трех оценочных показателей: изменение среднего значения

дополнительного момента  $M_{sm}$ , изменение среднего значения суммарного опрокидывающего и дополнительного моментов  $M_{upsm}$ , а также размаха суммарного опрокидывающего и дополнительного моментов  $\Delta M_{ups} = M_{ups\max} - M_{ups\min}$  приведено на рис. 3 и 4.

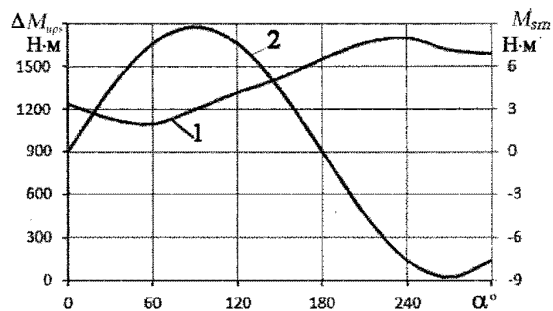


Рис. 3. Изменение размаха суммарного опрокидывающего и дополнительного моментов  $\Delta M_{ups}$  (кривая 1) и среднего значения дополнительного момента  $M_s$  (кривая 2) в зависимости от угла  $\alpha$ .

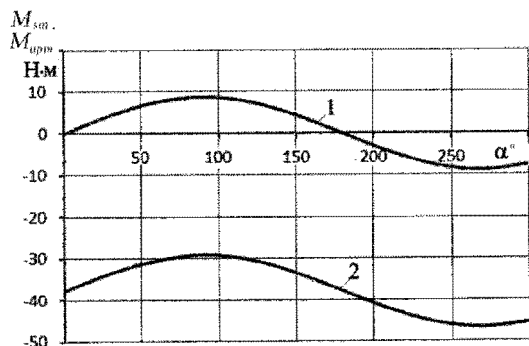


Рис. 4. Изменение среднего значения дополнительного момента  $M_{sm}$  (кривая 1) и среднего значения опрокидывающего и дополнительного момента  $M_{upsm}$  (кривая 2) в зависимости от угла  $\alpha$ .

Проанализируем полученные результаты. Как следует из рис. 1, при увеличении угла  $\alpha$  размаха суммарного опрокидывающего и дополнительного моментов  $\Delta M_{ups} = M_{ups\max} - M_{ups\min}$  увеличивается (кривая 1). При  $\alpha = 240^\circ$  эта величина достигает максимального значения  $\Delta M_{ups} = 1802$  Н·м. В дальнейшем рост его немного замедляется, но все равно остается достаточно большим. В то же время среднее значение дополнительного момента  $M_s$  (кривая 2) в зависимости от угла  $\alpha$  при

$\alpha = 180^\circ$  меняет знак на отрицательный, тем самым усиливает величину опрокидывающего момента и размаха  $\Delta M_{ups}$ . По сравнению с первым оценочным показателем можно значительно сузить изменения угла наклона  $\alpha$ . Наиболее рациональным можно принять  $30^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ .

Показанные на рис. 3 графики: изменение среднего значения дополнительного момента  $M_{sm}$  (кривая 1) и среднего значения опрокидывающего и дополнительного момента  $M_{upsm}$  (кривая 2) в зависимости от угла  $\alpha$  – показывают, что принятые нами ограничения угла  $\alpha$  закономерны.

Среднее значение дополнительного момента  $M_{sm}$  при угле  $\alpha \geq 180^\circ$  принимает отрицательное значение, тем самым увеличивает величину опрокидывающего момента.

Что касается изменения габаритных размеров двигателя при различных положениях дополнительного вала, то, как следует из рис. 1, при всех значениях  $\alpha < 180^\circ$  в поперечном сечении габариты уменьшаются.

Заметим, что для уменьшения расстояния от оси вращения до центра масс противовесов обычно выполняют балансирные валы, средняя часть которых имеет проточку, как показано на рис. 5.

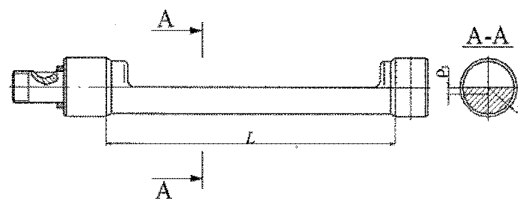


Рис. 5. Балансирный вал

При такой конструкции дополнительного вала значительно уменьшаются габариты двигателя. Такие валы использовались для уравнивания сил инерции первого порядка на двигателях ВАЗ-11113.

### Выводы

На основе численного расчета сил инерции первого порядка для одноцилиндрового двигателя и их уравнивания с помощью дополнительного уравнивающего вала показано, что целесообразно располагать такой вал справа от оси коленчатого вала (по направлению вращения) так, чтобы угол наклона линии, соединяющей оси валов коленчатого и дополнительного  $30^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ .

### Список литературы

1. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учебное пособие. 3-е изд., испр. и доп. М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2019. 384 с.
2. Луканин В.Н., Алексеев И.В., Хачиян А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 2. Динамика и конструирование / Под ред. В.Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2010. 368 с.
3. Гусаров В.В., Газиалиев С.В. Улучшение уравновешенности одноцилиндрового двигателя путем подбора положения его центра масс // Машиностроение и инженерное образование. 2012. № 3. С. 2–6.
4. Гусаров В.В. Динамика двигателей: уравновешивание поршневых двигателей: учебное пособие для вузов. 2-е изд., испр. и доп. М.: Изд. Юрайт, 2020. 131 с.
5. Газиалиев С.В. Разработка методов исследований и способов уравновешивания поршневых двигателей: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2015. 21 с.
6. Хайдакин М.С. Классификация механизмов уравновешивания поршневых двигателей внутреннего сгорания // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2010. № 4. С. 38–43.
7. Автомобильный справочник / Под ред. В.В. Маслова. 3-е изд. М.: Изд. «За рулем ЗАО КЖИ», 2012. 1210 с.