

УДК 629.113

ОБЕСПЕЧЕНИЕ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ V8 УВЕЛИЧЕНИЕМ УГЛОВ РАСПОЛОЖЕНИЯ ПРОТИВОВЕСОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

А.Д. Назаров, академик, д.т.н. / Munaz Incorporated, г. Мемфис (США)

Установлено, что увеличением углов расположения противовесов коленчатого вала можно компенсировать суммарную неуравновешенную массу (СНМ) деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ) Δm_y и устранить дополнительный свободный суммарный неуравновешенный момент ΔM_{R_0} , появляющиеся при использовании в двигателях V8 ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных поршней, шатунов, поршневых колец и шатунных вкладышей [1]. В результате обеспечивается полная уравновешенность новых и прошедших капитальный ремонт двигателей V8, повышаются их основные качественные показатели. Всё это показано ниже для общего случая, когда двигатели V8 уравнивают установкой противовесов на продолжении отдельных или всех щёк коленчатого вала.

В настоящее время в процессе первоначального проектирования и изготовления двигателей V8 массо-геометрические параметры (МГП) противовесов их коленчатого вала определяют исходя из условий

$$\overline{M}_{R_0} = -\overline{M}_{R_0}; \quad (1)$$

$$\alpha_{R_0} = \alpha_{R_0} = 18^\circ 26', \quad (2)$$

где M_{R_0} — равнодействующая моментов центробежных сил инерции от МГП противовесов коленчатого вала, определённых при первоначальном проектировании двигателей; M_{R_0} — действующий в двигателях V8 свободный суммарный неуравновешенный момент, соответствующий номинальной массе деталей КШМ, предусмотренных для установки в них во время их первоначального проектирования [1, 2]; α_{R_0} и α_{R_0} — углы действия моментов M_{R_0} и M_{R_0} .

Значение момента M_{R_0} определяется МГП, количеством и схемой размещения противовесов коленчатого вала, способом уравнивания двигателей V8 в процессе их первоначального проектирования, а M_{R_0} не зависит от перечисленных факторов. Схемы образования и расположения момента M_{R_0} приведены в работе [1].

При проектировании и изготовлении большинства моделей и конструкций современных автотракторных двигателей V8 (двигатели V8 моделей ЗИЛ, ЗМЗ, КамАЗ, ЯМЗ, ВгМЗ и так далее) противовесы, находящиеся на продолжении щёк 1-го и 4-го кри-

вошипов коленчатого вала, располагаются в одной плоскости, а 2-го и 3-го — в другой. Схемы образования и расположения суммарного момента M_{R_0} центробежных сил инерции от МГП противовесов коленчатого вала и его составляющих для общего случая показаны на рисунке. На нём моменты M_{oci} и M_{ocj} являются алгебраической суммой моментов центробежных сил инерции от МГП противовесов, определённых в процессе первоначального проектирования двигателей и расположенных на продолжении щёк 1-го, 4-го и 2-го, 3-го кривошипов коленчатого вала соответственно. Их значения составляют

$$M_{oci} = \sum_1^{q_p} M_{oi}; \quad M_{ocj} = \sum_1^{q_p} M_{oj}, \quad (3)$$

где $q_p = 0,25q_s$ (здесь q_s — число противовесов коленчатого вала); M_{oi} — i -й момент центробежных сил инерции, возникающий при наличии противовесов на продолжении i -й и $(9-i)$ -й щёк коленчатого вала; M_{oj} — j -й момент центробежных сил инерции, появляющийся при наличии противовесов на продолжении j -й и $(9-j)$ -й щёк вала; $j = i + 2$.

Основываясь на теореме косинусов, суммарный момент M_{R_0} центробежных сил инерции от МГП противовесов коленчатого вала и угол α_{R_0} его действия вычисляют так:

$$M_{R_0} = (M_{oci}^2 + M_{ocj}^2 - 2M_{oci}M_{ocj}\cos\gamma_s)^{0,5}; \quad (4)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{R_0} = (M_{oci}\sin\alpha_o + M_{ocj}\cos\beta_o) / (M_{oci}\cos\alpha_o + M_{ocj}\sin\beta_o)^{-1}, \quad (5)$$

где γ_o — угол между векторами моментов M_{oci} и M_{ocj} , установленный во время первоначального проектирования двигателей и их коленчатого вала; α_o — угол между плоскостями находящихся на продолжении 1-й, 2-й, 7-й и 8-й щёк коленчатого вала противовесов и 1-го и 4-го его кривошипов, определённый при первоначальном проектировании двигателей; β_o — угол между плоскостями расположенных на продолжении 3...6-й щёк вала противовесов и 2-го и 3-го его кривошипов, установленный в процессе первоначального проектирования двигателей.

Значение указанного угла составляет (см. рис.)

$$\gamma_o = 90 + \alpha_o + \beta_o. \quad (6)$$

Для рассматриваемого угла имеем

$$\gamma_o = 90 + \alpha_o + \beta_o. \quad (7)$$

С учётом соотношения (7) из уравнения (4) получим

$$M_{во} = [M_{oci}^2 + M_{ocj}^2 + 2M_{oci}M_{ocj} \sin(\alpha_o + \beta_o)]^{0.5}. \quad (8)$$

Моменты центробежных сил инерции, вызываемые МГП противовесов, в общем случае вычисляются по выражениям

$$M_{oi} = m_{oi} \rho_i \ell_{oi} \omega^2; M_{oj} = m_{oj} \rho_j \ell_{oj} \omega^2, \quad (9)$$

где m_{oi} и m_{oj} — массы противовесов, расположенных на продолжении i -й и j -й щёк коленчатого вала, определённые во время первоначального проектирования двигателей; ρ_i и ρ_j — расстояния от оси вращения до центра тяжести масс m_{oi} и m_{oj} ; ℓ_{oi} — расстояние между противовесами, находящимися на продолжении i -й и $(9 - i)$ -й щёк коленчатого вала; ℓ_{oj} — расстояние между противовесами, размещёнными на продолжении j -й и $(9 - j)$ -й щёк вала; ω — угловая скорость коленчатого вала.

Принимая во внимание соотношения (9), зависимости (3) можно представить так:

$$M_{oci} = \omega^2 \sum_1^9 m_{oi} \rho_i \ell_{oi}; M_{ocj} = \omega^2 \sum_1^9 m_{oj} \rho_j \ell_{oj}. \quad (10)$$

Подставляя значения рассматриваемых моментов в формулу (5), получим

$$M_{во} = m_{oi} \rho_i \ell_{oi} \omega^2 \left[\left(\sum_1^9 c_i \right)^2 + \left(\sum_1^9 c_j \right)^2 + 2 \left(\sum_1^9 c_i \right) \left(\sum_1^9 c_j \right) \sin(\alpha_o + \beta_o) \right]^{0.5}, \quad (11)$$

где c_i и c_j — постоянные конструктивные коэффициенты (параметры).

Значения указанных коэффициентов составляют

$$c_i = \kappa_{(i-1)} \ell_{oi} \ell_{oi}^{-1}; c_j = \kappa_{(j-1)} \ell_{oj} \ell_{oj}^{-1}, \quad (12)$$

где $\kappa_{(i-1)}$ и $\kappa_{(j-1)}$ — постоянные конструктивные коэффициенты (параметры); ℓ_{oi} — расстояние между противовесами, расположенными на продолжении 1-й и 8-й щёк коленчатого вала.

Упомянутые коэффициенты определяют по равенствам

$$\kappa_i = m_{oi(i+1)} \rho_{(i+1)} / m_{oi} \rho_i; \kappa_j = m_{oj(j+1)} \rho_{(j+1)} / m_{oj} \rho_j, \quad (13)$$

где m_{oi} — масса противовеса, находящегося на продолжении первой щеки коленчатого вала, определённая при первоначальном проектировании двига-

телей; ρ_i — расстояние от оси вращения до центра тяжести массы m_{oi} , установленное в процессе первоначального проектирования двигателей.

Значения МГП и размеров коленчатого вала конкретных моделей и конструкций двигателей V8 остаются постоянными в течение всего их жизненного цикла. Тогда зависимость (11) можно представить так:

$$M_{во} = v_o \omega^2 [v_1 + v_2 \sin(\alpha_o + \beta_o)]^{0.5}, \quad (14)$$

где v_i — здесь и далее постоянные конструктивные параметры (коэффициенты).

Упомянутые коэффициенты вычисляют по равенствам

$$v_1 = m_{oi} \rho_i \ell_{oi}; v_2 = \left(\sum_1^9 c_i \right)^2 + \left(\sum_1^9 c_j \right)^2; v_3 = 2 \left(\sum_1^9 c_i \right) \left(\sum_1^9 c_j \right). \quad (15)$$

Формулы (3) и (15) справедливы в случае, если в процессе первоначального проектирования и изготовления двигателей V8 и их коленчатого вала обеспечивается соблюдение соотношений

$$m_{oi} = m_{oi(9-i)}; \rho_i = \rho_{(9-i)}; m_{oj} = m_{oj(9-j)}; \quad (16)$$

$$m_{oj} = m_{oj(9-j)}; \rho_j = \rho_{(9-j)}; m_{oi} \rho_i = m_{oi(9-i)} \rho_{(9-i)}. \quad (17)$$

Принимая во внимание уравнения (9), из выражения (5) получим

$$\text{tg} \alpha_{во} = (\sin \alpha_o + c_j \cos \beta_o) (\cos \alpha_o + c_j \sin \beta_o)^{-1}, \quad (18)$$

где c_j — для конкретных моделей и конструкций двигателей безразмерный постоянный конструктивный параметр (коэффициент).

Значение указанного коэффициента составляет

$$c_j = m_{oj} \rho_j \ell_{oj} / m_{oi} \rho_i \ell_{oi}. \quad (19)$$

Для обеспечения полной уравновешенности двигателей V8 и возможности балансировки их коленчатого вала и вала в сборе с маховиком и сцеплением в условиях производства и ремонта нужно увеличить момент $M_{во}$ на D_{Ma} (см. рис.) и добиться соблюдения условий

$$\bar{M}_R = -\bar{M}_B; \Delta \bar{M}_R = -\Delta \bar{M}_B; \alpha_R = \alpha_{R0} = \alpha_B = \alpha_{B0}, \quad (20)$$

где M_R — действующий в двигателях V8 свободный суммарный неуравновешенный момент при использовании в них ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных деталей КШМ [1]; M_o — суммарный момент центробежных сил инерции от МГП противовесов коленчатого вала после увеличения $M_{во}$ на ΔM_o ; α_R и α_o — углы действия моментов M_R , ΔM_R [1] и M_o , ΔM_o (см. рис.).

Значение момента ΔM_R вычисляют по выражению

$$\Delta M_R = v \omega^2 \Delta m_o, \quad (21)$$

где v — постоянный конструктивный параметр.

Указанный параметр определяют так:

$$v = 3,162 \ell_2 r, \quad (22)$$

где ℓ_2 — расстояние между серединами двух соседних шатунных шеек коленчатого вала; r — радиус кривошипа.

Для значений рассматриваемых углов, приведённых в правой части равенств (20), имеем:

$$\text{tg} \alpha_{во} = \text{tg} \alpha_{R0} = \text{tg} \alpha_o = \text{tg} \alpha_{o0} = 1/3. \quad (23)$$

Упомянутые моменты определяют по уравнениям $\Delta M_k = M_k - M_{k0}$; $\Delta M_s = M_s - M_{s0}$. (24)

Анализ формул (8), (11), (14) и рисунка показывает, что путём увеличения углов расположения противовесов коленчатого вала, установленных при первоначальном проектировании двигателей, можно добиться роста значения момента M_{s0} на ΔM_s (см. рис.). Это позволяет компенсировать Δm_y , устранить ΔM_r , обеспечить возможность балансировки коленчатого вала и вала в сборе с маховиком и сцеплением и полную уравновешенность двигателей V8 при их производстве и ремонте. Изложенное подтверждается следующим.

В случае использования данного способа масса противовесов коленчатого вала и расстояние от её центра тяжести до оси вращения, определённые в процессе первоначального проектирования двигателей исходя из номинальной массы деталей КШМ, предусмотренных для установки в них, остаются постоянными, а углы их размещения увеличиваются. При этом имеют место равенства

$$M_i = M_{i0}; M_j = M_{j0} \quad (25)$$

где M_i и M_j — моменты центробежных сил инерции от МГП противовесов, расположенных на продолжении i -й и j -й щёк коленчатого вала после увеличения углов их размещения (см. рис.).

С учётом соотношений (3) и (25) получены формулы

$$M_{ci} = \sum_1^{q_i} M_{ci}; M_{cj} = \sum_1^{q_j} M_{cj}; \quad (26)$$

$$M_n = (M_{ci}^2 + M_{cj}^2 - 2M_{ci}M_{cj}\cos\gamma)^{0,5}; \quad (27)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_n = (M_{ci}\sin\alpha + M_{cj}\cos\beta)(M_{ci}\cos\alpha + M_{cj}\sin\beta)^{-1}, \quad (28)$$

где M_{ci} и M_{cj} — алгебраическая сумма моментов центробежных сил инерции от МГП противовесов, находящихся на продолжении щёк 1-го, 4-го и 2-го, 3-го кривошипов коленчатого вала соответственно, после увеличения углов их расположения; γ — угол между векторами моментов M_{ci} и M_{cj} после увеличения углов размещения противовесов; α — угол между плоскостями расположенных на продолжении 1-й, 2-й, 7-й и 8-й щёк коленчатого вала противовесов и 1-го и 4-го его кривошипов после увеличения α_0 ; β — угол между плоскостями находящихся на продолжении 3...6-й щёк вала противовесов и 2-го и 3-го его кривошипов после увеличения β_0 (см. рис.).

Принимая во внимание выражения (6)...(19) и (25)...(28), получим

$$M_k = v_n \omega^2 [v_1 + v_2 \sin(\alpha + \beta)]^{0,5}; \quad (29)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_n = (\sin\alpha + c_{\mu} \cos\beta)(\cos\alpha + c_{\mu} \sin\beta)^{-1}. \quad (30)$$

Для рассматриваемых углов имеем (см. рис.):

$$\alpha = \alpha_0 + \Delta\alpha; \beta = \beta_0 + \Delta\beta; \quad (31)$$

$$\Delta\gamma = \Delta\alpha + \Delta\beta; \alpha + \beta = \alpha_0 + \beta_0 + \Delta\gamma, \quad (32)$$

где $\Delta\alpha$ и $\Delta\beta$ — увеличения углов α_0 и β_0 ; $\Delta\gamma$ — суммар-

ное увеличение углов расположения противовесов коленчатого вала.

Из анализа формул (29), (31) и (32) следует, что увеличение углов расположения противовесов приводит к росту суммы углов α и β . В результате, как видно из зависимости (29), увеличивается суммарный момент центробежных сил инерции от МГП противовесов коленчатого вала. Тогда на основании соотношений (14), (20), (21) и (23), второго равенства выражений (24) и уравнений (29)...(32) справедливы формулы

$$\Delta M_k = v_n \omega^2 \{ [v_1 + v_2 \sin(\alpha + \beta + \Delta\gamma)]^{0,5} - v_n \}; \quad (33)$$

$$3\sin\alpha - \cos\alpha - c_{\mu}(\sin\beta - 3\cos\beta) = 0; \quad (34)$$

$$\sin(\alpha + \beta) = (v_{k0} \Delta m_y + B)^2 - v_{k1}, \quad (35)$$

где v — постоянный конструктивный параметр (коэффициент).

Значения коэффициентов, входящих в уравнения (33) и (35), составляют

$$v_n = [(\sum_1^{q_i} c_i)^2 + (\sum_1^{q_j} c_j)^2 + 2(\sum_1^{q_i} c_i)(\sum_1^{q_j} c_j)\sin(\alpha + \beta)]^{0,5};$$

$$v_{k0} = 2,236 c_i r(\omega_{k1} \rho_{k1})^{-1} [(\sum_1^{q_i} c_i)(\sum_1^{q_j} c_j)]^{0,5}; \quad (36)$$

$$B = \{0,5 [(\sum_1^{q_i} c_i)^2 + (\sum_1^{q_j} c_j)^2] [(\sum_1^{q_i} c_i)(\sum_1^{q_j} c_j)]^{-1} + \sin(\alpha + \beta)\}^{0,5}; \quad (37)$$

$$v_{k1} = 0,5 [(\sum_1^{q_i} c_i)^2 + (\sum_1^{q_j} c_j)^2] [(\sum_1^{q_i} c_i)(\sum_1^{q_j} c_j)]^{-1}. \quad (39)$$

Степень роста суммарного момента центробежных сил инерции от МГП противовесов, связанного с увеличением углов их расположения, предлагается оценивать безразмерным параметром (коэффициентом), вычисляемым по соотношению

$$K_n = 1 + \Delta M_k M_{k0}^{-1}. \quad (40)$$

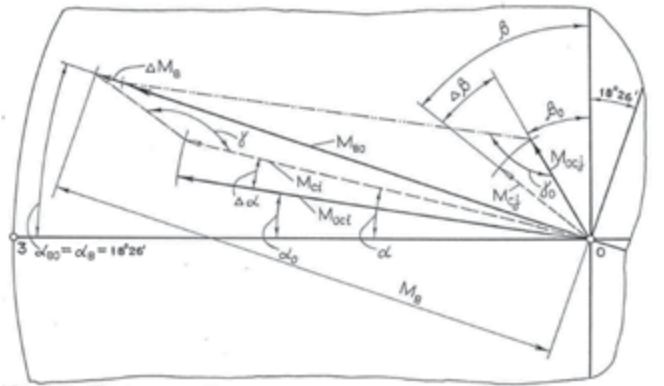


Рисунок. Схемы образования и расположения создаваемых МГП противовесов суммарного момента центробежных сил инерции и его составляющих для случая размещения противовесов в плоскостях, находящихся под определёнными углами к плоскостям соответствующих кривошипов коленчатого вала и установленных в процессе первоначального проектирования двигателей, и после их увеличения с целью компенсации СММ деталей КШМ и устранения дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента

С учётом выражений (14) и (33) из зависимости (40) получим

$$k_n = 1 + v_n \left\{ [v_1 + v_2 \sin(\alpha_n + \beta_n + \Delta\gamma)]^{0.5} - v_{n1} \right\}. \quad (41)$$

Параметр v_n определяют так:

$$v_n = [v_1 + v_2 \sin(\alpha_n + \beta_n)]^{-0.5}. \quad (42)$$

Решая совместно уравнения (34) и (35) и основываясь на свойствах тригонометрических функций, получим формулы для расчёта значений рассматриваемых углов. В случае, когда СНМ Δm_y неизменна, правая часть соотношения (35) имеет постоянное значение. Тогда сумма углов α и β является постоянной, равной γ_n и вычисляемой по равенствам

$$\gamma_n = \alpha + \beta; \quad (43)$$

$$\gamma_n = \arcsin \left[(v_{n0} \Delta m_y + B)^2 - v_{n1} \right]. \quad (44)$$

Из выражений (43) и (44) имеем

$$\alpha = \arcsin \left[(v_{n0} \Delta m_y + B)^2 - v_{n1} \right] - \beta. \quad (45)$$

Между значениями исследуемых углов существуют соотношения

$$\cos(\gamma_n - \beta) = \cos \gamma_n \cos \beta + \sin \gamma_n \sin \beta; \quad (46)$$

$$\sin(\gamma_n - \beta) = \sin \gamma_n \cos \beta - \cos \gamma_n \sin \beta; \quad (47)$$

$$\cos \gamma_n = (1 - \sin^2 \gamma_n)^{0.5}; \quad \sin \gamma_n = (1 - \cos^2 \gamma_n)^{0.5}; \quad (48)$$

$$\alpha = \gamma_n - \beta; \quad \beta = \gamma_n - \alpha. \quad (49)$$

Принимая во внимание уравнения (46)...(49), из формулы (34) после соответствующих преобразований получим

$$\alpha_y \cos \beta + v_y \sin \beta = 0, \quad (50)$$

где α_y и β_y — параметры (коэффициенты), для конкретных моделей и конструкций двигателей зависящие от СНМ Δm_y .

Значения указанных коэффициентов вычисляют так:

$$\alpha_y = \left\{ 1 - [(v_{n0} \Delta m_y + B)^2 - v_{n1}]^2 \right\}^{0.5} - 3 [(v_{n0} \Delta m_y + B)^2 - v_{n1}] - 3c_y; \quad (51)$$

$$v_y = 3 \left\{ 1 - [(v_{n0} \Delta m_y + B)^2 - v_{n1}]^2 \right\}^{0.5} + (v_{n0} \Delta m_y + B)^2 - v_{n1} + c_y. \quad (52)$$

Выразив в выражении (50) синус рассматриваемого угла через его косинус, после преобразований имеем

$$\cos \beta = c_y, \quad (53)$$

где c_y — конструктивный параметр (коэффициент), зависящий от СНМ Δm_y .

Значение упомянутого коэффициента составляет

$$c_y = v_y (\alpha_y^2 + v_y^2)^{0.5}. \quad (54)$$

Тогда с учётом выражений (53) и (54) значение рассматриваемого угла определяют по равенству

$$\beta = \arccos c_y. \quad (55)$$

Принимая во внимание соотношение (55), из уравнения (45) для другого анализируемого угла получим

$$\alpha = \arcsin \left[(v_{n0} \Delta m_y + B)^2 - v_{n1} \right] - \arccos c_y. \quad (56)$$

Зная рассматриваемые углы и основываясь на формулах (31), (55) и (56), значения увеличения углов расположения противовесов коленчатого вала, не-

обходимые для компенсации Δm_y и устранения ΔM_R , вычисляют так:

$$\Delta \alpha = \arcsin \left[(v_{n0} \Delta m_y + B)^2 - v_{n1} \right] - \arccos c_y - \alpha_n; \quad (57)$$

$$\Delta \beta = \arccos c_y - \beta_n. \quad (58)$$

Суммарное увеличение рассматриваемых углов, имея в виду первое выражение уравнений (32), формул (57) и (58), составляет

$$\Delta \gamma = \arcsin \left[(v_{n0} \Delta m_y + B)^2 - v_{n1} \right] - (\alpha_n + \beta_n). \quad (59)$$

После этого, основываясь на полученных данных, по выражениям (33) и (41) рассчитывают величины ΔM_g и кв в зависимости от значений СНМ деталей КШМ Δm_y .

Для конкретных моделей и конструкций двигателей значения параметров, входящих в формулы (33), (41) и (57)...(59), известны. Таким образом, используя их для конкретных величин Δm_y , вычисляют значения ΔM_g , k_g , $\Delta \alpha$, $\Delta \beta$ и $\Delta \gamma$. Увеличение углов α_0 и β_0 расположения соответствующих противовесов коленчатого вала на $\Delta \alpha$ и $\Delta \beta$ (см. рис.) полностью компенсирует Δm_y , устраняет ΔM_R и обеспечивает возможность балансировки коленчатого вала и вала в сборе с маховиком и сцеплением при производстве и ремонте рассматриваемых двигателей. Всё это гарантирует полную уравновешенность новых и капитально отремонтированных двигателей V8, повышает их ресурс и вероятность безотказной работы, снижает уровень вибраций и шума.

Следовательно, СНМ деталей КШМ и дополнительный свободный суммарный неуравновешенный момент, появляющиеся при использовании в двигателях V8 ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных поршней, шатунов, поршневых колец и шатунных вкладышей, можно соответственно компенсировать и устранить увеличением углов расположения противовесов коленчатого вала. Выведены формулы для расчёта приращений этих углов в зависимости от СНМ деталей КШМ. В результате обеспечиваются возможность балансировки коленчатого вала и вала в сборе с маховиком и сцеплением, полная уравновешенность, повышение надёжности и улучшение виброакустических показателей новых и прошедших капитальный ремонт двигателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Назаров А.Д. Повышение долговечности и улучшение виброакустических показателей двигателей // Вестник машиностроения. — 2002. — № 7. — С. 7-11.
2. Назаров А.Д. Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование. — М.: Машиностроение, 1992. — 272 с.