5 Уравновешивание двигателя

Расчет сил инерции выполнен для номинального числа оборотов коленчатого вала, равного n=1500 об/мин, и при следующих величинах масс:

m_j=2,96 кг $м^{-1}$ $сек^2$ – масса, движущаяся поступательно;

m_ω=1,633 кг $м^{-1}$ $сек^2$ – масса шатуна, приведенная к оси шатунной шейки.

Геометрические размеры и угловое расположение противовесов определены из условия полного уравновешивания сил инерции I и II порядков. Расположение осей вращения выносных противовесов определено из условия уравновешивания составляющих опрокидывающего момента этих же порядков.

5.1 Определение сил инерции и составляющих опрокидывающего момента I и II порядков

Текущие значения сил инерции I и II порядков определяются выражениями

$P_I = -m_j R\omega^2 \cos\alpha = -A_I \cos\alpha$;

$P_{II} = -4\rho_2 m_j R\omega^2 \cos 2\alpha$,

где R=0,105 м – радиус кривошипа;

ω=157,08 рад/сек – частота вращения коленчатого вала;

α – угол поворота коленчатого вала от исходного положения, соответствующего положению поршня в ВМТ;

ρ_2 – коэффициент, зависящий от отношения радиуса кривошипа к длине шатуна;

$$\rho_2 = \frac{1}{4}\lambda + \frac{1}{16}\lambda^3 + \frac{15}{512}\lambda^5 = \frac{1}{4}\cdot 0{,}2625 + \frac{1}{16}\cdot 0{,}2625^3 + \frac{15}{512}\cdot 0{,}2625^5 = 0{,}0668;$$

$$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{0{,}105}{0{,}4} = 0{,}2625;$$

L=0,4 м – длина шатуна;

A_I, A_{II} – амплитуды сил инерции первого и второго порядков;

$$A_I = m_j R\omega^2 = 2{,}96 \cdot 0{,}105 \cdot 157{,}08^2 = 76690 \quad Н \cdot м;$$

$$A_{II} = 4\rho_2 A_I = 4 \cdot 0{,}0668 \cdot 7669 = 20490 \quad Н \cdot м;$$

Текущее значение опрокидывающего момента $M_Ф$ равно по величине и противоположно по направлению крутящему моменту. В общем случае

$$M_Ф = M_{ср} + \sum_{\nu=0,5}^{\infty} M_\nu \sin\left(\nu\omega t + \psi_\nu\right),$$

где $M_{ср}$ – средний момент;

ν – порядки гармоник;

M_ν – амплитуды гармонических составляющих опрокидывающего момента;

ψ_ν – начальные фазы гармоник опрокидывающего момента.

Опрокидывающий момент может быть представлен в виде суммы двух моментов, возникающих от сил инерции и сил давления газов.

Амплитуды и начальные фазы составляющих I и II порядков момента от сил инерции равны

$$M_{Iu} = \rho_2 m_j R^2 \omega^2 = 0{,}0668 \cdot 2{,}96 \cdot 0{,}105^2 \cdot 157{,}08^2 = 540 \ \ H \cdot м;$$

$$M_{IIu} = 0{,}5 \cdot m_j \cdot R^2 \cdot \omega^2 = 0{,}5 \cdot 2{,}96 \cdot 0{,}105^2 \cdot 157{,}08^2 = 4030 \ \ H \cdot м;$$

$\psi_{Iu}=0^\circ$; $\psi_{IIu}=180^\circ$.

Амплитуды и начальные фазы составляющих I и II порядков момента от сил давления газов определены для режима работы двигателя, на котором среднее эффективное давление составляет P_e=16,5 кг/см^2. Величины этих амплитуд и начальных фаз равны

$M_{Iг}$ =3700 Н·м; $M_{IIг}$ =2800 Н·м;

$\psi_{Iг}=20^\circ$; $\psi_{IIг}=-3^\circ$.

При вычислении начальных фаз принято, что положительный опрокидывающий момент направлен противоположно направлению вращения коленчатого вала.

Амплитуды и начальные фазы гармоник суммарного момента составляют [2]

$$M_\nu = \sqrt{\left(M\nu_u \cdot \cos\psi_{\nu u} + M\nu_г \cdot \cos\psi_{\nu г}\right)^2 + \left(M\nu_г \cdot \sin\psi_{\nu г}\right)^2};$$

$$\psi_\nu = \arcsin\left(\frac{M\nu_г}{M_\nu} \cdot \sin\psi_{\nu г}\right);$$

$$M_I = \sqrt{(540 \cdot \cos 0^o + 370 \cdot \cos 20^o)^2 + (370 \cdot \sin 20^o)^2} = 4210 \ \ H \cdot м;$$

$$M_{II} = \sqrt{\left[4030 \cdot \cos 180^o + 280 \cdot \cos(-3^o)\right]^2 + \left[(280 \cdot \sin(-3^o))\right]^2} = 1240 \ \ H \cdot м;$$

$$\psi_I = \arcsin\left(\frac{370}{4210} \cdot \sin 20^o\right) = 17^o 30';$$

$$\psi_{II} = \arcsin\left(\frac{280}{1240} \cdot \sin[-3^o]\right) = 187^o.$$

5.2 Расчет центробежных сил и геометрических размеров противовесов коленчатого вала

5.2.1 Определение центробежных сил элементов колена

Центробежная сила шатунной шейки

$$C_{ш.ш.} = \frac{\pi\gamma}{4g} \cdot \omega^2 l_{ш.ш.}\left(D^2_{ш.ш.} \cdot R - d_0^2 \cdot R_0\right) = 0{,}7854 \cdot \frac{7{,}85 \cdot 10^{-3}}{981} \cdot 157{,}08^2 \cdot 7{,}5\left(14{,}5^2 \cdot 10{,}5 - 4{,}5^2 \cdot 12{,}3\right) = 22780 \ \ H \cdot$$

где

$D_{ш.ш.}$=14,5 см – диаметр шатунной шейки;

d_0=4,5 см – диаметр облегчающего отверстия шатунной шейки;

$l_{ш.ш.}$=7,5 см – длина шатунной шейки;

R_0=12,3 см – расстояние от оси коренной шейки до оси сверления в шатунной шейке;

γ=7,85 г/см^3 – удельный вес стали;

g=981 см/сек^2 – ускорение свободного падения.

Щеки, имеющие сложную конфигурацию, разбиваются на элементарные фигуры. Одноименные элементы усеченных частей обеих щек (элементы 1…17) имеют одинаковую форму и размеры. Элемент 18 первой щеки имеет толщину 85 мм. Толщина элемента 18 второй щеки равна 56,5 мм.

Центробежная сила усеченной части щек

$$C_{1\text{-}17} = 10^{-3} \cdot \omega^2 \sum_{i=1}^{i=17} M_i = 10^{-3} \cdot 157{,}08^2 \cdot 40{,}541 = 10000 \ \ H \cdot м$$

Центробежная сила элемента 18 первой щеки

$$C'_{18} = 10^{-3} \cdot \omega^2 \cdot M'_{18} = 10^{-3} \cdot 157{,}08^2 \cdot 58{,}316 = 14390 \ \ H \cdot м$$

Центробежная сила элемента 18 второй щеки

$$C''_{18} = 10^{-3} \cdot \omega^2 \cdot M''_{18} = 10^{-3} \cdot 157{,}08^2 \cdot 38{,}763 = 9560 \;\; Н \cdot м$$

Центробежная сила вращающейся части шатуна

$$C_ш = m_\omega \cdot R \cdot \omega^2 = 1{,}633 \cdot 0{,}105 \cdot 157{,}08^2 = 42310 \;\; Н \cdot м$$

Суммарная сила, приведенная к центру шатунной шейки

$$C_c = C_{ш.ш.} + 2C_{1\text{-}17} + C_ш + 0{,}5 \cdot A_I = 22780 + 2 \cdot 10000 + 42310 + 0{,}5 \cdot 76690 = 123440 \;\; Н \cdot м$$

Центробежная сила фланца

$$C_ф = \frac{\pi\gamma}{4g} \cdot H \cdot D_0^2 \cdot R_0 \cdot \omega^2 = 0{,}7854 \frac{7{,}85 \cdot 10^{-3}}{981} \cdot 4{,}6 \cdot 5^2 \cdot 12{,}3 \cdot 157{,}08^2 = 2190 \;\; Н \cdot м,$$

где H=4,6 см – толщина фланца;

D_0=5 см – диаметр отверстия во фланце

5.2.2 Определение центробежных сил и размеров противовесов коленчатого вала

Коленчатый вал имеет три противовеса – два нащечных и один концевой, устанавливаемый на фланце.

Нащечные противовесы имеют одинаковую конфигурацию, но разные размеры. Размеры первого нащечного противовеса были выбраны максимально возможными с целью уменьшения размеров второго нащечного противовеса.

Центробежная сила первого нащечного противовеса

$$C_1 = \frac{2\gamma}{3g} \cdot \omega^2 \cdot h_1 \cdot R_1^3 = \frac{2 \cdot 7{,}85 \cdot 10^{-3}}{3 \cdot 981} \cdot 157{,}08^2 \cdot 8{,}5 \cdot 20^3 = 89510 \;\; Н \cdot м,$$

где h_1=8,5 см – толщина противовеса;

R_1=20 см – радиус противовеса.

Радиус R_2 второго нащечного противовеса и наружный радиус R_3'' концевого противовеса определяются из условия полного равновесия системы центробежных сил, приложенных к коленчатому валу.

Центробежные силы и наружный радиус концевого противовеса

$$C'_3 = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot R \;\; \left[\left(R'_3 \right)^2 - R^2 \right] \cdot h'_3 = \frac{7{,}85 \cdot 10^{-3}}{981} \cdot 157{,}08^2 \cdot 19{,}5 \left[22^2 - 19{,}5^2 \right] \cdot 1 = 3990 \;\; Н \cdot м;$$

$$C_3^{''}=\frac{145,75\left(C_1-C_{18}^{'}\right)-65,75\cdot C_c-133,25\,C_\phi-135,25\,C_3^{'}}{120,25}=\frac{145,75\left(89510-14390\right)-65,75\cdot 123440-133,25\cdot 21}{120,25}$$

$$R_3^{''}=\sqrt{\frac{g\cdot C_3^{''}}{\gamma\,\omega^2 R\,h_3^{''}}+R^2}=\sqrt{\frac{981\cdot 16640}{7,85\cdot 10^{-3}\cdot 157,08^2\cdot 19,5\cdot 2}+19,5^2}=24,42\ \ см$$

Центробежная сила и размеры второго нащечного противовеса

$$C_2=C_c+C_{18}^{'}+C_{18}^{''}-C_1-C_\phi-C_3^{''}-C_3^{'}=123440+14390+9560-89510-2190-16640-3990=35060\ \ Н\cdot м$$

Так как толщина противовеса равна толщине щеки, т.е. h_2=56,5 мм, то

$$R_2=\sqrt[3]{\frac{3\,g\,C_2}{2\gamma\,\omega^2 h_2}}=\sqrt[3]{\frac{3\cdot 981\cdot 35060}{2\cdot 7,85\cdot 10^{-3}\cdot 157,08^2\cdot 5,65}}=16,768\ \ см$$

5.3 Расчет центробежных сил и геометрических размеров выносных противовесов I порядка

Половина силы инерции I порядка P_I уравновешена противовесами коленчатого вала, вторая половина этой силы уравновешивается двумя одинаковыми выносными противовесами, вращающимися противоположно коленчатому валу вокруг осей O_1 и O_2. При такой схеме механизма горизонтальные составляющие центробежных сил противовесов I порядка взаимно уравновешиваются.

Центробежная сила одного выносного противовеса I порядка

$$C_I=0,25\cdot A_I=0,25\cdot 76690=19170\ \ Н\cdot м$$

По заданным исходным размерам противовеса определяется недостающий размер-длина противовеса.

$$l_I=\frac{g\,C_I}{\gamma\,\omega^2 M}=\frac{981\cdot 19170}{7,85\cdot 10^{-3}\cdot 157,08^2\cdot 405,8}=23,926\ \ см,$$

где М=405,8 см^3 – статический момент сечения противовеса.

5.4 Расчет центробежных сил и геометрических размеров выносных противовесов II порядка

Сила инерции II порядка P_{II} уравновешивается двумя одинаковыми выносными противовесами, вращающимися с частотой 2ω в разных направлениях вокруг осей O_3 и O_4.

Центробежная сила одного выносного противовеса II порядка

$$C_{II} = 0{,}5 \cdot A_{II} = 0{,}5 \cdot 20490 = 10250 \ \ H \cdot м$$

Длина противовеса

$$l_{II} = \frac{3 g C_{II}}{8 \gamma \cdot R^3 \cdot \omega^2} = \frac{3 \cdot 981 \cdot 10250}{8 \cdot 7{,}85 \cdot 10^{-3} \cdot 4{,}35^3 \cdot 157{,}08^2} = 23{,}65 \ \ см$$

5.5 Определение оптимального расположения осей вращения противовесов

Оптимальное расположение осей вращения выносных противовесов определяется из условия полного уравновешивания составляющих опрокидывающего момента I и II порядков. Это условие может быть представлено в виде следующих уравнений

$$M_I \sin\psi_I - (x_1 - x_2) C_I = 0;$$

$$M_I \cos\psi_I - (y_1 + y_2) C_I = 0;$$

$$M_{II} \sin\psi_{II} - (x_3 - x_4) C_{II} = 0;$$

$$M_{II} \cos\psi_{II} - (y_3 - y_4) C_{II} = 0,$$

где $x_{1...4}$, $y_{1...4}$ – координаты осей вращения выносных противовесов.

Решая эти уравнения, получим

$$x_1 - x_2 = \frac{M_I \sin\psi_I}{C_I} = \frac{4210 \cdot \sin 17°30'}{19170} \cdot 10^3 = 66 \ \ мм;$$

$$y_1 + y_2 = \frac{M_I \cdot \cos\psi_I}{C_I} = \frac{4210 \cdot \cos 17°30'}{19170} \cdot 10^3 = 209 \ \ мм;$$

$$x_4 - x_3 = -\frac{M_{II} \sin\psi_{II}}{C_{II}} = -\frac{1240 \cdot \sin 187°}{10250} \cdot 10^3 = 15 \ \ мм;$$

$$y_4 - y_3 = -\frac{M_{II} \cdot \cos\psi_{II}}{C_{II}} = -\frac{1240 \cdot \cos 187°}{10250} \cdot 10^3 = 120 \ \ мм.$$

Действительные координаты осей противовесов равны

x_1=364,88 мм; x_2=355,251 мм; x_3=286,81 мм; x_4=293,945 мм;

y_1=103,77 мм; y_2=104,428 мм; y_3=17,23 мм; y_4=119,485 мм.

Тогда:

x_1-x_2=364,88-355,251=9,629 мм;

y_1+y_2=103,77+104,428=208,198 мм;

x_4-x_3=293,945-286,81=7,135 мм;

y_4-y_3=119,485-17,23=102,255 мм.

Полученные результаты позволяют заключить, что действительные координаты осей противовесов более близки к оптимальным, чем соответствующие координаты в обычных уравновешивающих устройствах.

5.6 Рекомендации по балансировке коленчатого вала

При балансировке коленчатого вала (статической или динамической) на шатунную шейку вала необходимо устанавливать балансировочный груз. этого груза подбирается в зависимости от веса деталей шатунно-поршневой группы по формуле:

$$G_{гр} = 0{,}5\ \left(G_{к.п.} + G_{ш.п.} + G_{м.п.}\right) + G_{ш.к.} + G_{м.ш.},$$

где $G_{к.п.}$ – сухой вес комплекта поршня (с кольцами и пальцем);

$G_{ш.п.}$ – вес шатуна, приведенный к оси поршневой головки;

$G_{м.п.}$ – вес масла в поршне;

$G_{ш.к.}$ – вес шатуна, приведенный к оси кривошипной головки;

$G_{м.ш.}$ – вес масла в отверстии шатунной шейки, приведенный к оси шейки.

Для масс, указанных в разделе 5.1 настоящего расчета, вес балансировочного груза равен:

$$G_{гр} = g\left(0{,}5 \cdot m_j + m_\omega\right) + G_{м.ш.} = 9{,}81\left(0{,}5 \cdot 2{,}96 + 1{,}633\right) + 0{,}1 = 30{,}640\ \ кг.$$

При статической балансировке сначала вал балансируется без маховика. При этом металл следует снимать равномерно с обоих нащечных противовесов. Затем вал балансируется в сборе с маховиком. При этой балансировке металл снимается с маховика.