

УДК 621. 837. 7: 622. 532

АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КРИВОШИПНО-ШАТУНОГО МЕХАНИЗМА В ПРИВОДЕ НАСОСНОГО АГРЕГАТА

Гуляев В.Г., докт. техн. наук, профессор,
Гуляев К.В., канд. техн. наук, Анохина С.А., бакалавр
Донецкий национальный технический университет

На примере трехплунжерного насосного агрегата СНТ 32 выполнен анализ конструктивных параметров, кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма. Установлено, что при относительной тихоходности агрегата, неуравновешенные силы инерции в его приводе являются активными источниками вибрации и шума.

On the example of the threeplunzhern pump aggregate SNT 32 the analysis of structural parameters, kinematics and dynamics of kryvoshypno-shatun mechanism is executed. It is set that at the relative slowness of aggregate, unstable forces of inertia in his drive are the active sources of vibration and noise.

Проблема в ее связь с научными и практическими задачами.

В условиях проводимой в отрасли технической политики по концентрации и интенсификации работ по добыче угля в комплексно-механизированных забоях, важной научно-технической проблемой является создание высоконадежного оборудования и, в частности, гидроэнергетических установок (ГЭУ) для систем гидропривода механизированных крепей. В конструкциях ГЭУ, созданных институтом Донгипроуглемаш, а также фирмами РФ, Германии и других стран, широко применяются высоконапорные агрегаты с кривошипно-шатунным приводом линейно расположенных поршней. Органическим недостатком такого привода является формирование инерционных нагрузок и крутильных колебаний, которые снижают ресурс агрегата и являются активными источниками вибрации и шума. Поэтому актуальными научными и практическими задачами являются исследования факторов, определяющих закономерности формирования и уровни динамических нагрузок в приводе насосов с кривошипно-шатунными механизмами для поиска путей их устранения или существенного снижения.

Анализ исследований и публикаций. В работах [1, 2] рассмотрены тенденции развития ГЭУ и требования к их основным параметрам, к конструкциям насосов и способам регулирования их подачи. Проанализированы технические решения, характерные для трех- и пятиплунжерных насосов, обеспечивающие их сравнительно высокие показатели подачи и давления, а также способы повышения сроков службы плунжерных пар, уплотнений и других напряженных элементов насосных агрегатов.

В работе [3] описаны особенности работы и требования к насосным станциям, предложены методики расчета кинематики, динамики и неравномерности подачи в зависимости от режима работы и конструкции насоса, однако отсутствуют модели рабочих процессов, которые позволили бы исследовать насосный агрегат с системных позиций.

Математическая модель привода высоконапорного агрегата на основе трехплунжерного насоса с кривошипно-шатунным механизмом предложена в работе [4]. Здесь приведены зависимости, характеризующие кинематику и динамику работы насоса без учета динамики клапанов и технологической нагрузки. Предложенная модель позволяет определить в общем виде возмущения от инерционных сил, однако отсутствуют их качественный анализ и количественные показатели применительно к конкретным типовым конструкциям.

Постановка задачи. Целью данной работы является исследование кинематических и динамических свойств кривошипно-шатунного механизма применительно к представительной конструкции трехплунжерных агрегатов, используемых в ГЭУ СНТ 32, СНТ 40, СНД 200/32 и типоразмером ряде насосов ЕНР – 3К фирмы Хаухинко.

Изложение материала и результаты. Объектом исследования являются центральные кривошипно-шатунные механизмы трехплунжерного насоса с приводом плунжеров от эксцентрикового вала с фазовым сдвигом эксцентриков (кривошипов) на 120° [4]. Эксцентриковый вал приводится от электродвигателя мощностью 55 кВт ($n = 1470$ об/мин) через одноступенчатую зубчатую передачу с передаточным числом $U = 2,5$ и с помощью шатунов и крейцкопфов сообщает ползунам-плунжерам возвратно-поступательное движение.

Расчетная схема центрального кривошипно-шатунного механизма (ЦКШМ) приведена на рис. 1, из которого видно, что перемещение ползуна S_n является нелинейной периодической функцией угла

поворота φ кривошипа (эксцентрика), полная длина хода ползуна $S = 2r$.

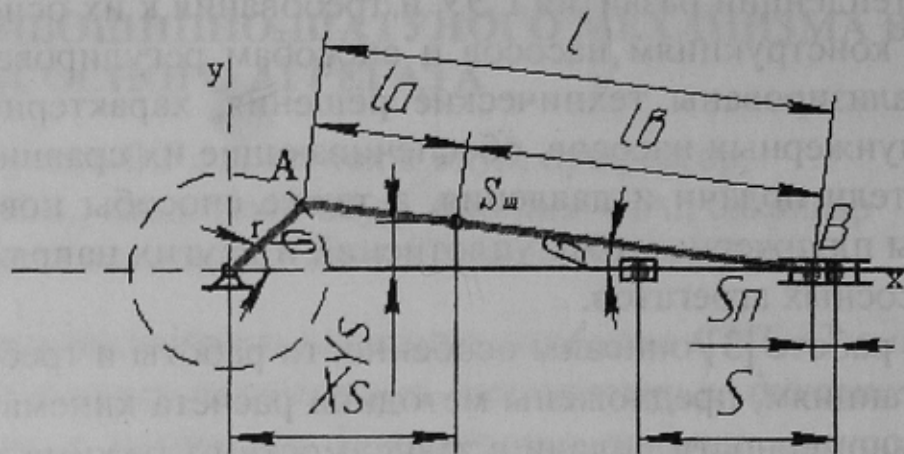


Рисунок 1 - Расчетная схема центрального кривошипно-шатунного механизма

Для кинематического анализа механизма можно применять приведенные в работе [5] точные и приближенные зависимости, в которых используется понятные из рис.1 параметры механизма. Приведенные в табл.1 приближенные формулы для определения угловой скорости и углового ускорения шатуна заимствованы из работы [6].

Таблица 1. Зависимости для кинематического анализа ЦКШМ

Параметры	Точные формулы	Приближенные формулы
Смещение ползуна от крайнего правого положения	$X = S_n = r[1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda}(1 - \cos \beta)];$	$X \approx S_n \approx r[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)]$
Скорость ползуна	$\dot{X} = v = -r\omega(\sin \varphi + \cos \varphi \operatorname{tg} \beta);$ $v_{cp} = r\omega \frac{120}{\pi} = 4rn;$	$\dot{X} \approx v \approx -r\omega(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi);$ $v_{max} \approx r\omega(1 + \lambda^2)\sqrt{1 - \lambda^2}$
Ускорение ползуна при $\omega = \text{const}$	$\ddot{X} = a = -r\omega^2(\cos \varphi - \sin \varphi \operatorname{tg} \beta + \lambda \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta});$	$\ddot{X} = a \approx -r\omega^2(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi);$ $a_{max} \approx r\omega^2(1 + \lambda)$
Координаты центра тяжести шатуна	$x_s = r \cos \varphi + l_a \cos \beta;$ $y_s = l_b \lambda \sin \varphi;$	$x_s \approx r \cos \varphi + l_a(1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \varphi);$

Параметры	Точные формулы	Приближенные формулы
Скорость центра тяжести шатуна	$v_x = -r\omega(\sin \varphi + \frac{l_a}{l} \cos \varphi \operatorname{tg} \beta);$ $v_y = r\omega \frac{l_B}{l} \cos \varphi;$ $v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2};$	_____
Ускорение центра тяжести шатуна при $\omega = \text{const}$	$a_x = -r\omega^2(\cos \varphi + \lambda \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} - \sin \varphi \operatorname{tg} \beta);$	$a_x \approx -r\omega^2(\cos \varphi + \frac{l_B}{l} \lambda \cos 2\varphi);$ $a_y = -r\omega^2 \frac{l_B}{l} \sin \varphi;$
Угловая скорость шатуна	$\omega_{ш} = \omega \lambda \frac{\cos \varphi}{\cos \beta};$	$\omega_{ш} \approx \lambda \omega (C_1 \cos \varphi - \frac{1}{3} C_3 \cos 3\varphi + \frac{1}{5} C_5 \cos 5\varphi \pm.);$
Угловое ускорение шатуна	$\varepsilon_{ш} = -\omega^2 \operatorname{tg} \beta [1 - (\lambda \frac{\cos \varphi}{\cos \beta})^2].$	$\varepsilon_{ш} \approx -\lambda \omega^2 (C_1 \sin \varphi - C_3 \sin 3\varphi + C_5 \sin 5\varphi \mp.).$

В точных формулах $\beta = \arcsin(\lambda \sin \varphi)$, приближенные зависимости получены путем разложения $\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}$ в ряд, они дают согласно [5] достаточно точные результаты при малых λ .

Важнейшими конструктивными параметрами ЦКШМ являются отношение длины кривошипа r к длине шатуна l ($\lambda=r/l$) и угол передачи γ_n в соединении шатуна с ползуном.

Рекомендуется принимать $\gamma_n \geq 60^\circ$, тогда $\lambda \leq \cos \gamma \leq 0,5$. Чем меньше λ , тем в лучших условиях работает ЦКШМ и тем выше его К.П.Д.

Характеристики ЦКШМ при различных λ приведены в таблице 2. Первая строка этой таблицы относится кривошипно-шатунному приводу насоса СНТ 32.

В таблице 2 в формулах для расчета $a_{max} = K_\lambda r n^2$, м/с².

K_λ - коэффициент зависящий от λ ; r - радиус кривошипа, м; n - число оборотов кривошипа в минуту, об/мин.

Поскольку уравнивание сил инерции, формируемых в ЦКШМ, представляет довольно сложную задачу [6,7,8] целесообразно, как видно из таблицы 2, применять в приводе высоконапорного насоса по возможности тихоходный ЦКШМ с минимальными значениями λ и n , обеспечивающими необходимую среднюю теоретиче-

скую подачу. Этим условиям отвечает, как будет показано ниже, анализируемый объект.

Таблица 2. Основные характеристики центральных кривошипно-шатунных механизмов

$\lambda = r/l$	Наименьшее значение угла передачи γ_{\min}	Отношение скоростей ползуна, $v_{\max}/v_{\text{ср}}$	Наибольшее ускорение ползуна a_{\max} , м/с ²
0,065	$> 84^{\circ}$	1,57	$< 0,012rn^2$
0,1	84°	1,59	$0,012rn^2$
0,2	$78,5^{\circ}$	1,6	$0,013rn^2$
0,3	$72,5^{\circ}$	1,63	$0,014rn^2$
0,4	$66,5^{\circ}$	1,71	$0,0155rn^2$
0,5	60°	1,79	$0,0165rn^2$

Определенные на основе анализа конструкторской документации, в том числе и с использованием программы «Компас - 3D V7», исходные данные для исследования кинематики и динамики ЦКШМ насосного агрегата СНТ 32 приведены в табл. 3.

Согласно данным табл. 3 определим теоретическую подачу насоса СНТ32

$$Q_T = z \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} S n = 3 \frac{\pi \cdot 4,5^2}{4} \cdot 1,88 \cdot 2 \cdot 588 = 105434 \text{ см}^3 / \text{мин} \approx 105,4 \text{ л} / \text{мин}$$

Численное значение параметра $\lambda = \frac{r}{l} = \frac{1,88 \cdot 10^{-2}}{2,88 \cdot 10^{-1}} = 0,065$ позволяет применить для анализа кинематики механизма приближенные формулы таблицы 1.

Анализ этих формул для определения функций $X(\varphi)$, $\dot{X}(\varphi)$ и $\ddot{X}(\varphi)$ ползуна показывает, что первое слагаемое их правых частей определяет первую гармоническую составляющую с частотой равной угловой скорости кривошипа ($\varphi = \omega t$), а второе слагаемое характеризует составляющую с частотой 2ω . Численные значения функций перемещения, скорости и ускорения ползуна насоса СНТ 32 определены для периода $\varphi = 2\pi$.

Графики функций $X(\varphi)$, $\dot{X}(\varphi)$ и $\ddot{X}(\varphi)$ представлены на рисунке 2.

Таблиця 3. Исходные данные для анализа ЦКШМ насосного агрегата СНТ 32

Наименование показателя	Условное обозначение	Норма
Номинальная мощность электродвигателя ВАО 82-4, кВт	N	55
Число оборотов вала электродвигателя, об/мин	n_d	1470
Число оборотов эксцентрикового вала, об/мин	n	588
Рабочее давление, развиваемое насосом, МПа	p	32
Производительность, м ³ /сек	Q	$1,67 \cdot 10^{-3}$
Число плунжеров насоса	z	3
Радиус кривошипа, м	r	$1,88 \cdot 10^{-2}$
Длина шатуна, м	l	0,288
Диаметр плунжера, м	d_n	$45 \cdot 10^{-2}$
Масса кривошипа (эксцентрика с подшипниками), кг	M_1	24,1
Масса комплекта ползуна, кг	M_2	15,29
Масса шатуна, кг	M_3	18,00
Расстояние от центра масс шатуна до точек А и В, м (см. рис. 1)	l_a	0,04
Расстояние от оси эксцентрикового вала до центра тяжести кривошипа, м	l_e	0,248
	Y_c	$0,762 \cdot 10^{-2}$

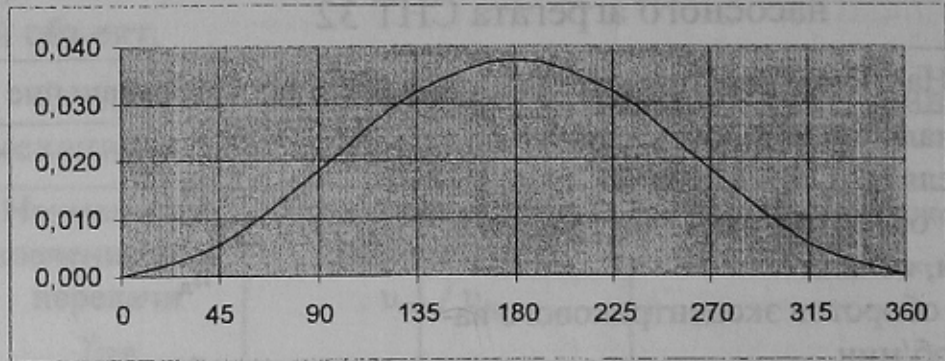
Их анализ показывает, что при совершении полного цикла возвратно-поступательного движения ползуна максимальные мгновенные значения его скорости и ускорения равны соответственно:

$$v_{max} = 1,17 \text{ м/с}, \quad a_{max} = 74,75 \text{ м/с}^2, \quad \text{а кратность скоростей } \frac{V_{max}}{V_{cp}} = 1,57.$$

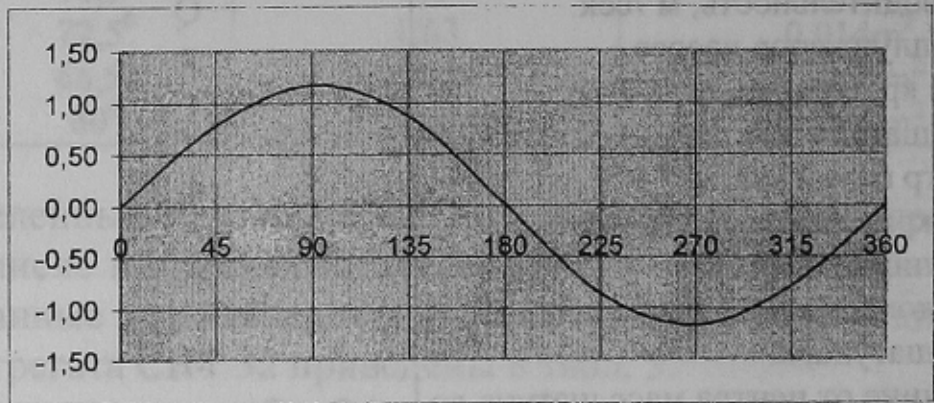
Угловую скорость шатуна $\omega_{ш}(\varphi)$ и угловое его ускорение $\varepsilon_{ш}(\varphi)$ можно с достаточной степенью точности определить по формулам (см. табл.1) $\omega_{ш} \approx \lambda \omega \cos \varphi$ и $\varepsilon_{ш} = \lambda \omega^2 \sin \varphi$, так как при $\lambda=0,065$ ($1/\lambda=15,385$) значение коэффициента $C_1 \approx 1$, а коэффициенты $C_3=0$ и $C_5=0$ [6].

Графики функций $\omega_{ш}(\varphi)$ и $\varepsilon_{ш}(\varphi)$ аппроксимированы, таким образом соответственно, косинусоидой и синусоидой с периодом $\varphi = 2\pi$ с максимальными мгновенными значениями $\omega_{ш}(\varphi) \approx 4,03 \text{ с}^{-1}$ и $\varepsilon_{ш}(\varphi) \approx 249,9 \text{ с}^{-2}$.

- перемещения ползуна $X(\varphi)$, м



- скорости ползуна $\dot{X}(\varphi)$, м/с



- ускорения ползуна $\ddot{X}(\varphi)$, м/с²

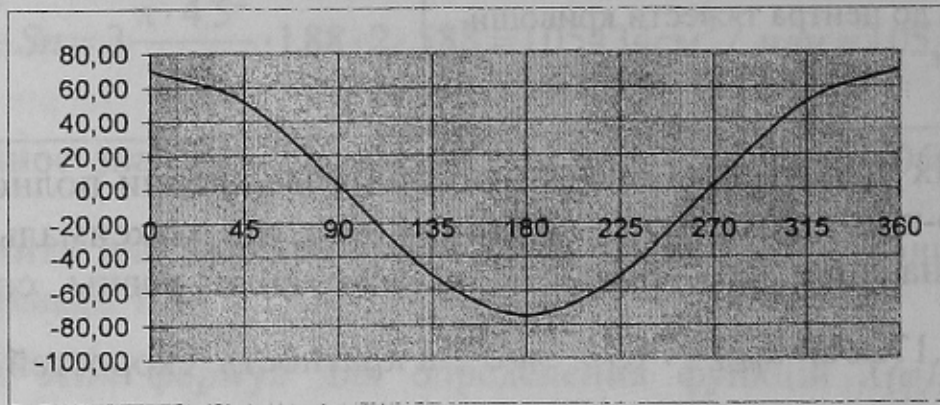


Рисунок 2 – Кинематические характеристики ЦКШМ в приводе насосного агрегата СНТ – 32

Численные значения функций $\omega_{ш}(\varphi)$ и $\varepsilon_{ш}(\varphi)$ приведены в таблице 4.

Таблица 4. Кинематические параметры шатуна

φ , град	0	45	90	135	180	225	270	315	360
ω , с ⁻¹	4,03	2,85	0,00	-2,85	-4,03	-2,85	0,00	2,85	4,03
ε , с ⁻²	0,00	176,68	249,86	176,68	0,00	-176,68	-249,86	-176,68	0,00

Сравнивая полученные результаты с аналогичными параметрами поршневых насосов и компрессов, у которых средняя скорость ползуна равна 2-3 м/с, и других быстроходных машин [6], можно отнести анализируемый объект со средней скоростью ползуна 0,745 м/с к относительно к тихоходным.

Этот вывод позволяет определить динамические силы инерции, в анализируемом объекте с учетом только двух первых гармоник. При этом необходимо иметь в виду, что с повышением значений λ и особенно ω , анализ динамики должен производиться с учетом большего числа гармоник. Так, например, в работах [4,7] для ускорения ползуна рекомендуется зависимость в виде суммы четырех гармоник:

$$\ddot{X}(\varphi) = -r\omega^2 (\cos \varphi - A_2 \cos 2\varphi + A_4 \cos 4\varphi - A_6 \cos 6\varphi), \quad (1)$$

где

$$\begin{cases} A_2 = \lambda + \frac{\lambda^3}{4} + \frac{15\lambda^5}{128}; \\ A_4 = -\frac{\lambda^3}{4} + \frac{3\lambda^5}{16}; \\ A_6 = \frac{9\lambda^5}{128}. \end{cases}$$

Однако, в рассматриваемом случае, при $\lambda=0,065$, $A_2=\lambda$, A_4 и A_6 можно считать равными нулю, следовательно гармониками порядка выше второго можно пренебречь.

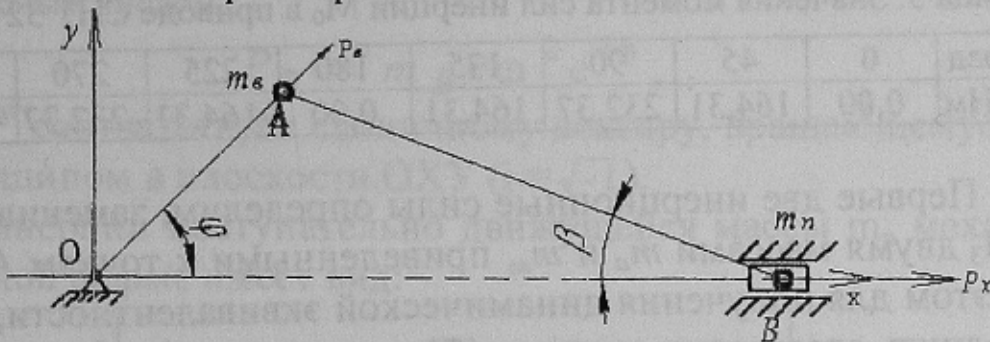


Рисунок 3. Эквивалентная динамическая модель ЦКШМ

В центральном однокривошипном механизме, см. рис. 3, формируются, как известно, следующие динамические нагрузки:

1) центробежная сила инерции $P_B = m_B r \omega^2$, направленная по оси кривошипа, ее проекции на оси OX и OY равны соответственно $P_{Bx} = m_B r \omega^2 \cos \varphi$ и $P_{By} = m_B r \omega^2 \sin \varphi$, здесь $m_B = m_1 + m_a$ – сумма массы кривошипа m_1 и приведенной к точке A части массы шатуна m_a ;

2) действующая вдоль оси ОХ переменная по величине и направлению сила инерции возвратно-поступательного движения комплекта крейцкопфа, ползуна и поршня

$$P_n = m_n r \omega^2 (\cos \varphi + \sum_{k=2.4.6} A_k \cos k \varphi), \quad (2)$$

где m_n - сумма возвратно-поступательно движущейся массы комплекта ползуна M_2 и приведенной к точке В части массы шатуна m_b ;

3) момент от неуравновешенных сил инерции $M_0 = \Delta J \varepsilon_{ш}$, относительно оси перпендикулярной к плоскости механизма, где ΔJ - остаточный момент инерции шатуна, $\varepsilon_{ш}$ - угловое ускорение шатуна.

Так как векторы обоих инерционных сил (P_b и P_n) проходят через ось кривошипа, то M_0 является одновременно равнодействующим моментом инерционных сил механизма относительно оси кривошипа.

Согласно [7,8] равнодействующий момент инерционных сил относительно оси кривошипа равен:

$$M_0 = \Delta J \varepsilon_{ш} = \Delta J \lambda \omega^2 (C_1 \sin \omega t - C_3 \sin 3\omega t + C_5 \sin 5\omega t \mp \dots), \quad (3)$$

где $\Delta J = M_3(l_b^2 - l_a l_b) = 18 \cdot (0,248^2 - 0,248 \cdot 0,04) = 0,93 \text{ кгм}^2$ - момент инерции шатуна.

Определенные по (3) (при $C_1=1$, $C_3=C_5=0$, так как $\lambda=0,065$) численные значения M_0 для однокривошипного механизма с параметрами СНТ 32, приведены в таблице 5.

Таблица 5. Значения момента сил инерции M_0 в приводе СНТ 32

φ, град	0	45	90	135	180	225	270	315	360
M_0 , Нм	0,00	164,31	232,37	164,31	0,00	-164,31	-232,37	-164,31	0,00

Первые две инерционные силы определим, заменив массу шатуна M_3 двумя массами m_a и m_b , приведенными к точкам А и В, рис. 3. При этом для получения динамической эквивалентности, необходимо выполнить следующие условия [7]:

- сумма масс m_a и m_b должна равняться массе M_3 шатуна;
- центр масс замещающих масс должен совпадать с центром масс шатуна;
- момент сил инерции замещающих сосредоточенных масс относительно центра масс шатуна должен быть равен моменту сил инерции шатуна относительно той же точки.

В соответствии с первыми двумя условиями, определяем замещающие массы:

$$\begin{cases} m_a = \frac{l_B}{l} M_3 = \frac{0.248}{0.288} \cdot 18 = 15,5 \text{ кг} \\ m_b = \frac{l_a}{l} M_3 = \frac{0.04}{0.288} \cdot 18 = 2,5 \text{ кг} \end{cases}$$

Приведенная к условной оси пальца кривошипа масса эксцентрика в сборе с подшипниками $m_1 = \frac{M_1 \rho_1}{r}$, где $\rho_1 = Y_c$ - расстояние от оси эксцентрикового вала до центра тяжести сборки эксцентрика с подшипниками. По программе «Компас 3D V7» была построена 3D модель сборочного чертежа эксцентрика и определены значения координат центра тяжести ($\rho_1 = 0,762 \cdot 10^{-2}$ м).

Следовательно, $m_1 = \frac{24,1 \cdot 0,762 \cdot 10^{-2}}{1,88 \cdot 10^{-2}} = 9,77$ кг, а эквивалентная вращающаяся масса $m_B = 9,77 + 15,5 = 25,27$ кг.

Массу комплекта ползуна M_2 считаем сосредоточенной в точке В, тогда масса поступательно движущихся деталей с приведенной массой шатуна m_n будет $m_n = M_2 + m_B = 15,29 + 2,5 = 17,79$ кг.

Если считать плоскость, в которой сосредоточены массы m_B и m_n , комплексной плоскостью, то силу инерции вращающейся массы m_B можно выразить комплексным числом

$$P_B = m_B r \omega^2 e^{i\varphi}, \quad (4)$$

где число $e^{i\varphi}$ соответствует единичному вектору, вращающемуся вместе с кривошипом в плоскости ОХУ ($i = \sqrt{-1}$).

Сила инерции поступательно движущейся массы m_n механизма в комплексной форме имеет вид:

$$P_n = 0.5 m_n r \omega^2 \left[e^{i\varphi} + e^{-i\varphi} + \sum_{k=2,4,6..} A_k (e^{ik\varphi} + e^{-ik\varphi}) \right], \quad (5)$$

Суммируя (4) и (5), получим комплексное выражение главного вектора сил инерции ЦКШМ

$$P^H = r \omega^2 \left[(m_B + \frac{m_n}{2}) e^{i\varphi} + \frac{m_n}{2} e^{-i\varphi} + \frac{m_n}{2} \sum_{k=2,4,6..} A_k (e^{ik\varphi} + e^{-ik\varphi}) \right]. \quad (6)$$

Для многопоршневых насосов с кривошипно-шатунным приводом с постоянным фазовым углом сдвига между кривошипами $\gamma_i =$

$360^\circ/z$ (z - число поршней) главный вектор сил инерции R^H и главный момент сил инерции M^H будут иметь вид [4,7]:

$$R^H = r\omega^2 [(m_B + 0.5m_n)e^{i\varphi} \sum_{j=1}^n e^{i\gamma_j} + 0.5m_n e^{-i\varphi} \sum_{j=1}^n e^{-i\gamma_j} + 0.5m_n \sum_{k=2,4,6} A_k (e^{ik\varphi} \sum_{j=1}^n e^{ik\gamma_j} + e^{-ik\varphi} \sum_{j=1}^n e^{-ik\gamma_j})] \quad (7)$$

$$M^H = ir\omega^2 [(m_B + 0.5m_n)e^{i\varphi} \sum_{j=1}^n Y_j e^{i\gamma_j} + 0.5m_n e^{-i\varphi} \sum_{j=1}^n Y_j e^{-i\gamma_j} + 0.5m_n \sum_{k=2,4,6} A_k (e^{ik\varphi} \sum_{j=1}^n Y_j e^{ik\gamma_j} + e^{-ik\varphi} \sum_{j=1}^n Y_j e^{-ik\gamma_j})] \quad (8)$$

В выражениях (7) и (8) члены, содержащие $e^{\pm i\varphi}$, являются соответственно силами инерции и моментами сил инерции первого порядка, а члены, содержащие $e^{\pm ik\varphi}$ - соответственно силами инерции и моментами сил инерции k -го порядка; Y_j - расстояние от плоскости j -го механизма до плоскости первого механизма [4].

В приводе трехцилиндрового насоса СНТ 32 векторы центробежных сил P_B , сдвинуты по фазе на угол 120° и образуют замкнутый силовой треугольник, что свидетельствует об их взаимной самоуравновешенности.

Таким образом, в трехплунжерном насосе с ЦКШМ остаются неуравновешенными силы P_n вдоль оси OX каждого ползуна и момент M_0 , см. табл. 5. В соответствии с результатами исследования кинематических параметров, сила инерции поступательно движущихся масс

$$P_n = m_n r \omega^2 (\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t), \quad (9)$$

где первое слагаемое является первой гармоникой с амплитудой $P_{n1} = m_n r \omega^2$, а второе характеризует амплитуду второй гармоники $P_{n2} = \lambda m_n r \omega^2$.

Численные значения амплитуд указанных гармоник равны:

$$P_{n1} = 17,79 \cdot 1,88 \cdot 10^{-2} \cdot 62^2 = 1286 \text{ Н};$$

$$P_{n2} = 0,065 \cdot 1286 = 84 \text{ Н}.$$

Графики, характеризующие закономерности изменения составляющих P_n согласно (9), приведены на рис. 4.

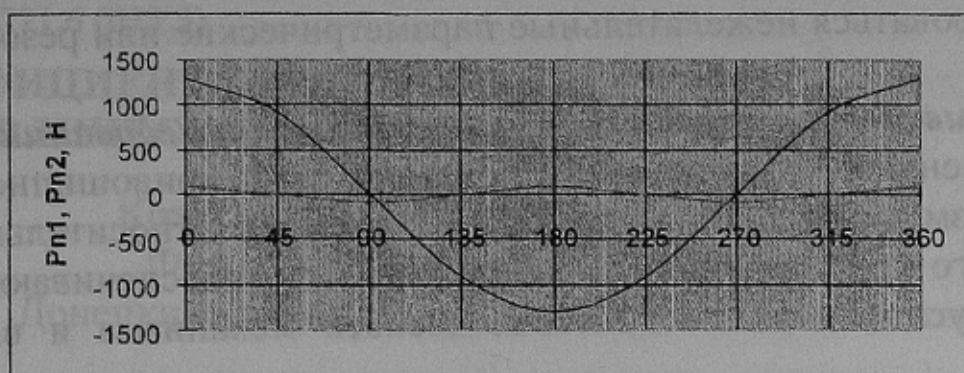


Рисунок 4 - Графіки первой и второй гармонических составляющих сил P_n .

Следует, отметить, что в составе однокривошипного механизма (без самоуравновешивания сил P_B) возмущающая сила инерции $P_{n\Sigma}$ представляет собой сумму сил P_n и $P_{вх}$ и равна

$$P_{n\Sigma} = (m_n + m_B)r\omega^2(\cos\omega t + \lambda\cos2\omega t), \quad (10)$$

При этом амплитуды первой и второй гармоник составляют соответственно:

$$P_{n1\Sigma} = (25,2 + 17,79) \cdot 1,88 \cdot 10^{-2} \cdot 62^2 = 3107 \text{ Н};$$

$$P_{n2\Sigma} = 0,065 \cdot 3107 = 202 \text{ Н}.$$

Из приведенных выше результатов анализа и расчетов видна важность реализации принципа самоуравновешенности центробежных сил в ЦКШМ привода трехплунжерного насоса как фактора, обеспечивающего снижение его виброактивности и повышения ресурса. Необходимо также заметить, что центробежные силы P_B нагружают подшипники эксцентрикового вала, но, не имея плеча относительно оси его вращения, не создают возбуждающего момента.

Факторами, возбуждающими крутильные колебания в приводе насосного агрегата, являются неуравновешенные силы инерции P_n , и моменты M_0 . Именно эти силовые факторы являются активными источниками вибрации и шума, обуславливающих износ шарнирных соединений механизма и снижение ресурса силовых элементов привода.

В трехцилиндровом насосе указанные выше возмущающие силы и моменты, действующие на эксцентриковый вал со сдвигом по фазе 120° и суммируясь с моментом сил сопротивления M_c от давления рабочей жидкости на плунжера, определяют нагрузку на приводной двигатель. Поскольку частоты изменения момента сил сопротивления M_c и возмущающего момента M_0 совпадают или кратны частоте вращения эксцентрикового вала, то в нелинейной системе привода могут

формироваться нежелательные параметрические или резонансные явления.

Выводы и направления дальнейших исследований. На основе выполненных исследований показано, что кривошипно-шатунный механизм в приводе насоса СНТ 32 является относительно тихоходным. Его конструктивные параметры λ и $\gamma_{\text{п}}$ обеспечивают благоприятные условия взаимодействия звеньев механизма и высокий его КПД.

Определены количественные характеристики кинематических параметров механизма и формируемых при его работе неуравновешенных сил инерции. Установлено, что наиболее динамически значимыми и подлежащими уравниванию в первую очередь являются первые гармоники сил инерции возвратно-поступательного движения масс механизма $P_{\text{п1}} = 1286\cos\omega t$, Н и возбуждающего момента $M_0 = 232\sin\omega t$, Нм.

В дальнейшем целесообразно рассмотреть возможные способы уравнивания инерционных нагрузок в приводе СНТ 32 и других аналогичных ГЭУ.

Список источников.

1. Гуляев В.Г., Бойко Н.Г. Требования к гидроэнергетическим установкам механизированных крепей нового технического уровня // Известия Донецкого горного института, №2/2000, Донецк, ДонГТУ – 2000 – С. 47-51
2. Современные насосные станции для очистных агрегатов и механизированных крепей / Н.И.Стадник, Ю. И. Варшавский, А.В. Мезников, А.Л.Олиференко // Уголь Украины, 2005, №9 - С. 19-20
3. Пономаренко Ю.Ф. Насосы и насосные станции механизированных крепей. М.:Недра, 1983 – 183 с.
4. Гуляев К. В. Математическая модель привода высоконапорного насосного агрегата для гидросистемы механизированных крепей // 36. наук праць ДонНТУ (серія «Гірничо-електромеханічна»), випуск №83, Донецк, 2004. – С. 121 - 129
5. Справочник машиностроителя в трех томах. Т.1/Под ред. М.А.Саверина. Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, М.– 1950.– 1036 с.
6. Я. Кожешник Динамика машин. М.: Машгиз, 1961. — 424 с.
7. Штейнвольф Л. И. Динамические расчеты машин и механизмов. М.: Машгиз, 1961.– 340 с.
8. Теория и практика уравнивания машин. Под ред. В.А.Щепетильникова. М.:Машиностроение, 1970. – 440 с.

Дата поступления статьи в редакцию: 9.04.07