

УДК 622. 285

В. Г. Гуляев, докт. техн. наук, проф., **Е. С. Кравченко**, магистрант, Донецкий национальный технический университет, **С. А. Китаева**, аспирант, МакНИИ

ПРИРОДА ВИБРОАКТИВНОСТИ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ С КРИВОШИПНО-ШАТУННЫМИ МЕХАНИЗМАМИ В ПРИВОДЕ СИЛОВОГО НАСОСА

Предложены динамическая и математическая модели для исследования внутренней виброактивности КШМ в составе привода силовых насосов. Получены зависимости для определения параметров вибрации насосных агрегатов и рассмотрены пути снижения их виброактивности.

насосный агрегат, кривошипно-шатунный механизм, виброактивность, надежность, диагностика

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. Повышение эффективности работы угледобывающих предприятий Украины является важной экономической и научно-технической проблемой. Ее решение осуществляется на основе применения высокопроизводительных и надежных очистных комплексов, базой которых являются механизированные крепи (МК) с системами их гидропривода.

В системах гидропривода современных МК находят широкое применение высоконапорные насосные агрегаты (ВНА) с кривошипно-шатунными механизмами (КШМ). Последние являются активными источниками вибрации и шума, которые снижают надежность ВНА и всей системы гидропривода МК, а также оказывают отрицательное воздействие на обслуживающий персонал и окружающую среду. Поэтому важной научно-технической и социальной задачей является проведение системных исследований с целью выявления причин и уровней виброактивности ВНА, установления степени их опасности и разработки мероприятий по предупреждению опасных отказов.

Анализ исследований и публикаций. Анализ и систематизация источников вибраций в составе ВНА с единых методических позиций и некоторые пути снижения их виброактивности изложены в работе [1]. В работе [2] применительно к конкретным параметрам ВНА насосной станции СНТ32 определены кинематические характеристики и динамические нагрузки при программном движении идеального

механизма. Постановка задач системных исследований вибрационных процессов ВНА на базе разработанных авторами динамических и математических моделей выполнены в работах [3,4].

Однако в цитированных выше работах недостаточно освещены вопросы исследования природы внутренней и внешней виброактивности ВНА, обусловленной особенностями кинематики и динамики КШМ. Вместе с тем, эти вопросы являются важнейшей составной частью исследования динамических свойств рассматриваемых объектов, как источников вибрации и шума.

Постановка задач исследований. Задачами данной работы является разработка и реализация методики теоретических исследований виброактивности ВНА с учетом закономерностей формирования вибрационных процессов механизмами с нелинейной функцией положения ведомых звеньев, а также обоснование необходимости технической диагностики агрегатов.

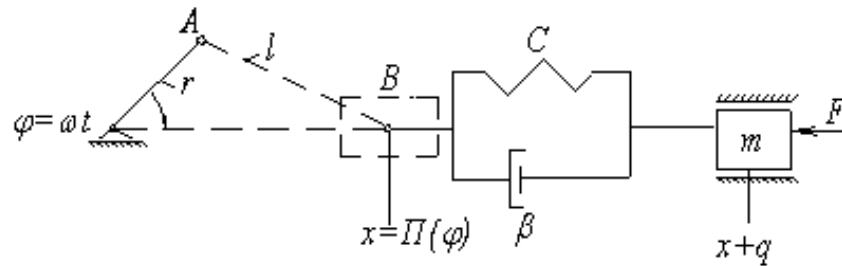
Изложение материала и результаты.

В качестве исходной используем динамическую модель ВНА, предложенную в работе [3]. С учетом поставленной задачи принимаем следующие условия формирования расчетной схемы и динамической модели парциальной системы:

- рассматриваем функционирование условного ВНА с одним КШМ;
- не учитываем динамическую характеристику приводного электродвигателя, упруго-диссипативные свойства и неточности зубчатой передачи;
- в качестве входного звена принимаем эксцентриковый вал, а его угловую скорость считаем постоянной ($\omega = \text{const}$);
- учитываем:
 - а) нелинейную функцию положения $\Pi(\varphi)$ КШМ;
 - б) инерционные и упруго-диссипативные свойства ведомых звеньев (комплекта ползуна и плунжера массой (m), и приведенные коэффициенты линейной жесткости (c) и линейного сопротивления (β) толкателя и узлов сопряжения его с крейцкопфом и направляющими.

В соответствии с принятыми положениями, динамическую модель парциальной системы «КШМ-насос» можно представить в виде системы с одной степенью свободы, см. рис.1.

а)



б)

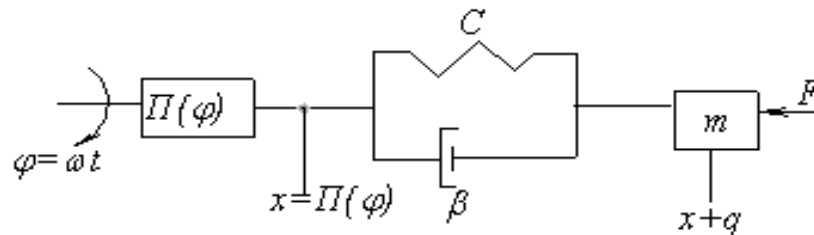


Рисунок 1 - Расчетная схема (а) и динамическая модель (б) парциальной системы «КШМ-насос»

На рис. 1 обозначены:

- φ – угол поворота кривошипа (эксцентрикового вала);
- элемент $\Pi(\varphi)$ соответствует преобразованию угла поворота кривошипа φ в перемещение ползуна $x = \Pi(\varphi)$;
- c, β – расшифрованы выше;
- m – масса комплекта ползуна и плунжера;
- $F = F(t)$ – технологическая нагрузка;
- q – деформация ведомых звеньев.

Для КШМ с $\lambda = r/l \leq 0,1$ геометрическая передаточная функция $\Pi(\varphi)$ (кинематический аналог механизма) может быть представлена [2] приближенно бигармонической функцией:

$$\Pi(\varphi) \approx 0,5\Pi_{\max}[1 - \cos \varphi + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)], \quad (1)$$

где $\Pi_{\max} = 2r$ – ход ползуна;

r – радиус кривошипа;

l – длина шатуна.

Производные передаточной функции $\Pi(\varphi)$ имеют размерность длины:

$$\left. \begin{aligned} \Pi'(\varphi) &= r(\sin \varphi + 0,5\lambda \sin 2\varphi); \\ \Pi''(\varphi) &= r(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi); \\ \Pi'''(\varphi) &= -r(\sin \varphi + 2\lambda \sin 2\varphi). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Связь между геометрическими передаточными функциями и кинематическими характеристиками КШМ устанавливается уравнениями [5]:

$$\left. \begin{aligned} x(t) &= \Pi(\varphi); \\ \dot{x}(t) &= \Pi'(\varphi) \cdot \dot{\varphi}; \\ \ddot{x}(t) &= \Pi''(\varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 + \Pi'(\varphi) \cdot \ddot{\varphi} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Из уравнений (3) следует, что $\Pi'(\varphi) = \dot{x}/\dot{\varphi}$ представляет собой отношение обобщенной скорости ползуна к скорости ведущего звена

(«аналог скорости»), $\Pi''(\varphi) = \left[\frac{\ddot{x}}{\dot{\varphi}^2} \right]$ - «аналог ускорения» при

$\dot{\varphi} = const$, $\Pi'''(\varphi)$ - «пульс» - скорость изменения ускорения.

Приняв за обобщенную координату линейную деформацию q , запишем дифференциальное уравнение движения для принятой модели в виде [6]:

$$m \ddot{q} + \beta \dot{q} + cq = -(m \ddot{x} + F), \quad (4)$$

где $\ddot{x} = \Pi''(\varphi) \dot{\varphi}^2$ при $\dot{\varphi} = \omega = const$ согласно (3).

Поделив все члены уравнения (4) на m , получим:

$$\ddot{q} + 2n \dot{q} + k^2 q = W(t), \quad (4a)$$

где $n = \beta/2m$ - коэффициент вязкости;

$k^2 = c/m$ - квадрат собственной круговой частоты колебаний;

$W(t)$ - функция возмущения.

$$W(t) = -(\Pi''(\varphi)\omega^2 + F/m), \quad (4b)$$

Первое слагаемое $W(t)$ является кинематическим возмущением от инерционных неуравновешенных сил, обусловленных видом функции $\Pi(\varphi)$ и частотой ω , второе - отражает силовое возмущение от технологической нагрузки $F=F(t)$.

Если функции $\Pi(\varphi)$, $W(t)$ и их производные не имеют разрывов непрерывности, то решением уравнением (4) будет [6]:

$$q = e^{-nt} (C_1 \cos k_1 t + C_2 \sin k_1 t) + Y(t), \quad (5)$$

где $k_1 = k\sqrt{1 - \delta^2}$ - частота свободных колебаний с учетом демпфирования (при $\delta \leq 0,1$, $k_1 \approx k$). Первое и второе слагаемое в скобках (с учетом e^{-nt}) описывают соответственно затухающие свободные и свободно-сопровождающие колебания, а $Y(t)$ – частное решение уравнения (5) соответствует вынужденным колебаниям.

В установившихся режимах работы ВНА с идеальным КШМ отсутствуют ударные нагрузки, а функции положения бигармонического вида (1) характеризуются непрерывностью на периоде $\varphi = 2\pi$, поэтому решение уравнения (5) можно строить с помощью рядов Фурье [6]:

Функцию возмущения $W(t)$ представим в виде:

$$W(t) = W_0 + \sum_{j=1}^{\infty} (W_{jc} \cos j\omega t + W_{js} \sin j\omega t) = W_0 + \sum_{j=1}^{\infty} W_j \sin(j\omega t + \alpha_j) \quad (6)$$

где $W_0 = \frac{1}{T} \int_0^T W(t) dt$ - среднее значение функции $W(t)$ на периоде

$$T = \frac{2\pi}{\omega}.$$

$$\left. \begin{aligned} W_{jc} &= \frac{2}{T} \int_0^T W(t) \cos j\omega t dt \\ W_{js} &= \frac{2}{T} \int_0^T W(t) \sin j\omega t dt \end{aligned} \right\} \text{- коэффициенты Фурье}$$

$$W_j = \sqrt{W_{jc}^2 + W_{js}^2}; \quad \cos \alpha_j = \frac{W_{js}}{W_{jc}}; \quad \sin \alpha_j = \frac{W_{jc}}{W_{js}}.$$

При одночастотном гармоническом возбуждении:

$$q = A_0 + \sum_{j=1}^{\infty} A_j \sin(j\omega t + \alpha_j - \gamma_j) \quad (7)$$

где $A_0 = \frac{W_0}{k^2}$ - среднее значение деформации в статике;

$A_j = \frac{W_j}{k^2} \chi_j$ - амплитуды гармонических колебаний;

- амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) при силовом возбуждении

$$\chi_j^F = \frac{1}{\sqrt{(1-j^2z^2)^2 + 4jz^2\delta^2}} \quad (8)$$

$$\chi_j^k = \frac{z^2}{\sqrt{(1-j^2z^2)^2 + 4jz^2\delta^2}} - \text{АЧХ при кинематическом возбуждении.}$$

$$\gamma = \arctg \frac{2jz\delta}{1-j^2z^2}; \quad \gamma_i \in [0, \pi] - \text{фазовый сдвиг.}$$

$z = \frac{\omega}{k}$ - коэффициент расстройки частоты возбуждения ω и собственной частоты k ;

$$\delta = \frac{n}{k} - \text{относительный коэффициент демпфирования.}$$

Если $jz = 1 (j\omega = k)$ имеет место резонанс гармоники j , при этом коэффициент динамичности $(\chi_j) \approx \frac{1}{2\delta}$; $\gamma_j = \frac{\pi}{2}$.

При низких значениях $\delta \leq (0,1 \div 0,15)$ коэффициент динамичности принимает высокие значения, что свидетельствует об опасности резонансных режимов.

Решение уравнения (4а) выполним в линейном приближении с использованием уравнения (7) и функции (1), которая отвечает сохранению в ряде Фурье свободного члена W_0 и первых двух гармоник.

Для вскрытия физической природы внутренней виброактивности, найдем решение уравнения (4) при $F=F_0=0$, что соответствует работе ВНА в режиме разгрузки силового насоса.

В этом случае функция возбуждения (4б) имеет вид:

$$W(t) = -\frac{d^2\Pi}{d\varphi^2} \omega^2 = -r\omega^2 (\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t) \quad (9)$$

С учетом (4б), (7) и (9) имеем: $W_0 = 0$; $W_{1c} = -r\omega^2$; $W_{1s} = 0$; $W_{2c} = -\lambda r\omega^2$; $W_{2s} = 0$; $W_1 = r\omega^2$; $W_2 = \lambda r\omega^2$; $\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{3\pi}{2}$.

Следовательно, решение уравнения (4а) при действии только кинематического возбуждения ($W_0 = A_0 = 0$) будет иметь вид:

$$q = \sum_{j=1}^2 A_j \sin(j\omega t + \alpha_j - \gamma_j) \quad (10)$$

$$\text{где } A_1 = \frac{rz^2}{\sqrt{(1-z^2)^2 + 4z^2\delta^2}}; \quad A_2 = \frac{\lambda rz^2}{\sqrt{(1-4z^2)^2 + 16z^2\delta^2}};$$

$$\gamma_1 = \arctg \frac{2\delta z}{1-z^2}; \quad \gamma_2 = \arctg \frac{4\delta z}{1-4z^2}.$$

Таким образом, даже при $\omega = const$ и отсутствии полезной технологической нагрузки ($F=0$), КШМ генерирует линейные вибрации q под действием продольно-направленных неуравновешенных сил инерции

$$P_{\Pi} = m_{\Pi} \ddot{x} = m_{\Pi} r \omega^2 (\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t) \quad (11)$$

где m_{Π} – масса поступательно движущихся деталей поршневого комплекта и приведенной к ним (в точке В) части массы шатуна.

Центробежные силы инерции $P_B = m_B r \omega^2$, направлены по оси кривошипа, они не имеют плеча относительно оси вращения и не создают возмущающего момента. Они нагружают через подшипники эксцентрикового вала корпус ВНА и являются фактором внешней виброактивности.

Для единичного кривошипного механизма суммарная возмущающая сила определяется суммой сил P_{Π} и $P_B \cos \varphi$:

$$P_{\Pi\Sigma} = (m_{\Pi} + m_B) r \omega^2 (\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t) \quad (12)$$

где m_B – эквивалентная вращающаяся масса кривошипа и приведенная к нему (в точке А) часть массы шатуна [2], см. рис. 1.

Способность КШМ создавать переменный возмущающий момент при равномерном вращении входного звена ($\omega = const$) является признаком его внутренней виброактивности.

Внутренняя виброактивность ВНА с КШМ характеризуется величинами реактивной силы R и реактивного момента M , формирующимися в упруго-диссипативных связях механизма под действием неуравновешенных инерционных нагрузок. Пренебрегая демпфирующими силами (при $\delta \leq 0,1$), реактивную упругую силу R и реактивный упругий момент M можно представить в виде:

$$\left. \begin{aligned} R &= cq = c [A_1 \sin(\omega t + \alpha_1 - \gamma_1) + A_2 \sin(2\omega t + \alpha_2 - \gamma_2)] \\ M &= cq\Pi'(\varphi) = cqr(\sin \omega t + 0,5 \sin 2\omega t) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

В общем случае, в упругих элементах КШМ, под действием реактивных нагрузок формируются взаимосвязанные продольные и крутильные полигармонические вибрации (в рассматриваемом примере – бигармонические).

Амплитуды продольной вибрации зависят, как видно из (10) от величин радиуса кривошипа r и коэффициента расстройки частот $z=\omega/k$.

Для снижения R и M при высоких значениях коэффициента жесткости c , необходимо снижать r и z , что предполагает необходимость оптимизации конструктивных и динамических параметров КШМ. Первое условие, как показано в работе [2], в тихоходных КШМ с $\lambda \leq 0,1$ выполняется.

Второе условие $z \ll 1$ или $\omega \ll k = \sqrt{\frac{c}{m}}$ должно выполняться на стадии проектирования при высоких значениях c и оптимальных значениях m . Так, например, для снижения m в насосах фирмы Хаухинко крейцкопфные поршни выполнены из сплава алюминия.

Анализ конструкции ВНА современных насосных станций показывает, что принятые по условиям прочности размеры толкателя и подшипника (в сопряжении последнего с крейцкопфом) обуславливают высокую продольную жесткость ведомых звеньев. Аналитическое определение c затруднительно, так как отсутствуют рекомендации для расчета упругой податливости игольчатых подшипников. Параметры c и β целесообразно определить экспериментальным путем.

Оценочные расчеты показывают, что при $\omega=61,5 \text{ с}^{-1}$, $r=18,75$ мм, $z=0,2$ ($k=308 \text{ с}^{-1}$) и $\delta=0,1$ амплитуда первой гармоники вибрации толкателя $A_1=0,77$ мм. Собственной частоте $k=308 \text{ с}^{-1}$ одномассовой парциальной системы ($m=17,8$ кг) соответствует коэффициент жесткости $c \approx 17000$ Н/мм. С увеличением z амплитуды растут: так при $z=0,3$ ($k=205 \text{ с}^{-1}$) $A_1 \approx 1,8$ мм, поэтому необходимо не допускать возможности резонансных колебаний при $jz=1$.

В современных насосных станциях для механизированных крепей принят, как известно, дискретный способ регулирования подачи силового насоса. Разгрузка насоса ($Q=0$; $p \approx 0$) достигается перекрытием линии подпитки, что приводит к остановке плунжеров, механически не связанных с толкателями.

В режиме разгрузки параметр m уменьшается на величину массы плунжера и приведенной к ней массы рабочей жидкости, а частота

собственных колебаний k увеличивается. Поэтому при неизменных значениях ω и c уменьшается и z , что способствует снижению амплитуд вибрации A_1 и A_2 .

При работе ВНА в номинальном режиме ($Q=100-150$ л/мин, $p=32-40$ МПа) технологическая нагрузка $F(t) \neq 0$. Она может быть представлена также рядом Фурье. В этом рабочем режиме функция возмущения $W(t)$ будет содержать члены W_0 и гармоники от технологической нагрузки F с периодами, кратными $T=2\pi/\omega$.

Следовательно, более высокий уровень виброактивности ВНА в номинальном режиме работы обусловлен суммированием гармонических составляющих вибрации от инерционной силы $m\ddot{x}$ и от переменных компонент технологической силы $F(t)$ см. (6), (7).

При переходе от номинального режима ($W_0 \neq 0$) к режиму разгрузки силового насоса ($W_0 = 0$) и наоборот, скачкообразное изменение W_0 (средней нагрузки) может вызвать формирование ударных нагрузок импульсного типа в зубчатой передаче и в шарнирных соединениях с зазорами.

Таким образом, переходные процессы и сопутствующие им вибрации, обусловлены дискретным способом регулирования подачи силового насоса и сопровождаются возбуждением (и затуханием) свободных и свободно-сопровождающих колебаний, см. (5).

Результирующий уровень виброактивности ВНА обусловлен режимом работы и взаимодействием отдельных источников вибрации (электродвигатель, зубчатая передача, КШМ, поршневой гидроблок, клапаны насоса) и может быть определен экспериментальным путем.

Уровень виброскоростей элементов ВНА, как известно [7], характеризует техническое состояние его составных частей и агрегата в целом. Поэтому средствами технической диагностики и системой управления уровень вибраций при эксплуатации должен контролироваться в целях недопущения опасных отказов.

Выводы и направления дальнейших исследований.

На основе парциальной модели «КШМ-насос», предложена и реализована методика исследований вибраций и виброактивности ВНА в рабочих режимах. Выполнены исследования вибраций в режиме разгрузки силового насоса и вскрыта физическая сущность внутренней и внешней виброактивности КШМ с нелинейной функцией положения ведомого звена. Рассмотрены возможные пути снижения виброактивности на стадии проектирования. Показана необходимость контроля вибрационного состояния ВНА при эксплуатации.

В дальнейшем необходимо провести исследования вибрационного состояния ВНА с учетом взаимодействия его основных парциальных систем.

Список источников

1. Анохина С. А., Гуляев В. Г. Анализ и систематизация источников вибрации высоконапорных агрегатов и некоторые пути снижения их виброактивности // «Механика жидкости и газа»/ Материалы VI международной научно-технической конференции, Донецк: ДонНТУ 27-29 ноября 2007г.. – С.5-11.
2. Гуляев В. Г., Гуляев К. В., Анохина С. А. Анализ кинематических и динамических свойств кривошипно-шатунного механизма в приводе насосного агрегата. Наукові праці ДонНТУ. Випуск 13(123). Серія: "Гірничо-електромеханічна". Донецьк, 2007. – С. 44-56.
3. Гуляев В.Г., Гуляев К.В., Анохина С.А. Динамические модели для исследования виброактивности насосных агрегатов в системах гидропривода механизированных крепей // Наукові праці ДонНТУ. Випуск 14(127). Серія: "Гірничо-електромеханічна". Донецьк – 2007. – С.81-92.
4. Гуляев В. Г., Анохина С. А. Математические модели для исследования вибраций насосных агрегатов с кривошипно-ползунными механизмами в приводе// Вісті Донецького гірничого інституту, №2'2008. Донецьк-2008 – С.56-63.
5. Вульфсон И.И., Коловский М. З. Нелинейные задачи динамики машин // Л.: «Машиностроение», 1968. – 284с.
6. Механика машин (под ред. Г.А.Смирнова). М.: Высшая школа, 1996. – 511 с.
7. ГОСТ ИСО 10816-1-97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования // Москва, ИПК, Издательство стандартов, 1998. – 13 с.

Стаття надійшла до редколегії 21.09.2009

Рецензент: докт. техн. наук, проф. А. К. Семенченко

В.Г.Гуляев, О.С.Кравченко, С.А.Китаева. Природа віброактивності насосних агрегатів із кривошипно-шатунними механізмами в приводі силового насоса. Запропоновані динамічна і математична моделі для дослідження внутрішньої віброактивності КШМ у складі приводу силових насосів. Одержані залежності для визначення параметрів вібрації насосних агрегатів і розглянуті шляхи зниження їх віброактивності.

насосний агрегат, кривошипно-шатуновий механізм, віброактивність, надійність, діагностика

V. Gulyaev, E. Kravchenko, S. Kitaeva. Vybroadivity of Pump Units with Crank Mechanisms in the Drive of Power Pump. Dynamic and mathematical models used to study the internal vibration activity of crank mechanisms in the drive of power pumps are offered. Dependences for defining the pump vibration parameters are obtained and the ways of reducing vibration activity are shown.

pump unit, cranking mechanism, vibration activity, diagnostics

© В. Г. Гуляев, Е. С. Кравченко, С. А. Китаева, 2009