

УДК 62-868

## АНАЛИЗ ПЕРЕХОДНОГО КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПРИ РАБОТЕ РОТОРНОГО ИНЕРЦИОННОГО ВИБРОПРИВОДА

*Р.Г. Закиров, Б.А. Решетников*

Рассмотрена математическая модель колебательного процесса роторного инерционного вибропривода, учитывающая переходной режим работы при запуске. Приведены и проанализированы результаты компьютерного моделирования переходного процесса.

Ключевые слова: вибропривод; колебательный процесс; компьютерное моделирование.

В последние годы был разработан целый класс роторных инерционных виброприводов, отличительным преимуществом которых перед существующими моделями являются более широкие возможности управления параметрами колебаний исполнительного органа вибропривода. Модификации виброприводов данного класса позволяют генерировать управляемые колебания с различной траекторией, а частота этих колебаний может регулироваться в очень широком диапазоне. Проведенные экспериментальные исследования и опытные испытания подтвердили все полученные теоретические закономерности для роторных инерционных виброприводов в установившемся режиме колебаний. Однако по-прежнему оставался неисследованным переходной режим работы этих виброприводов при запуске.

Для решения этой задачи рассмотрен роторный инерционный вибропривод с вращаемым контртелом [1]. Вибропривод основан на способе возбуждения колебаний [2], в котором вращаемый ротор 1 (рис. 1) массой  $m$  и длиной  $l$  прижимают торцевой поверхностью к вращаемому плоскому контртелу 2 осевой тарированной силой  $P_{OC}$ . При этом ротор и контртело одновременно вращают в разных направлениях и с различными угловыми скоростями  $\omega_{BPP}$  и  $\omega_{BPK}$  соответственно. В результате происходит смещение продольной оси ротора (в плоскости контакта с контртелом) на величину  $\rho$  с последующим (в установившемся режиме) планетарным обкатыванием торцевой поверхности ротора диаметром  $D$  по поверхности сопряженного с ним контртела.

При этом кинематически неуравновешенный центр тяжести ротора начинает совершать круговые поперечные колебания с частотой  $\omega$  и создавать вращающуюся центробежную силу, которая вызывает колебания исполнительного органа.

В установившемся режиме параметрами круговых колебаний управляют по соотношениям:

$$\omega = \frac{P_{OC}}{2lm(\omega_{BPP} \pm \omega_{BPK})} \sqrt{\frac{P_{OC}^2}{4l^2m^2(\omega_{BPP} \pm \omega_{BPK})^2} + \frac{j}{m}};$$

$$\rho = \frac{D(\omega_{\text{ВРР}} \pm \omega_{\text{ВРК}})}{2\omega},$$

где  $j$  – жесткость стержня ротора.

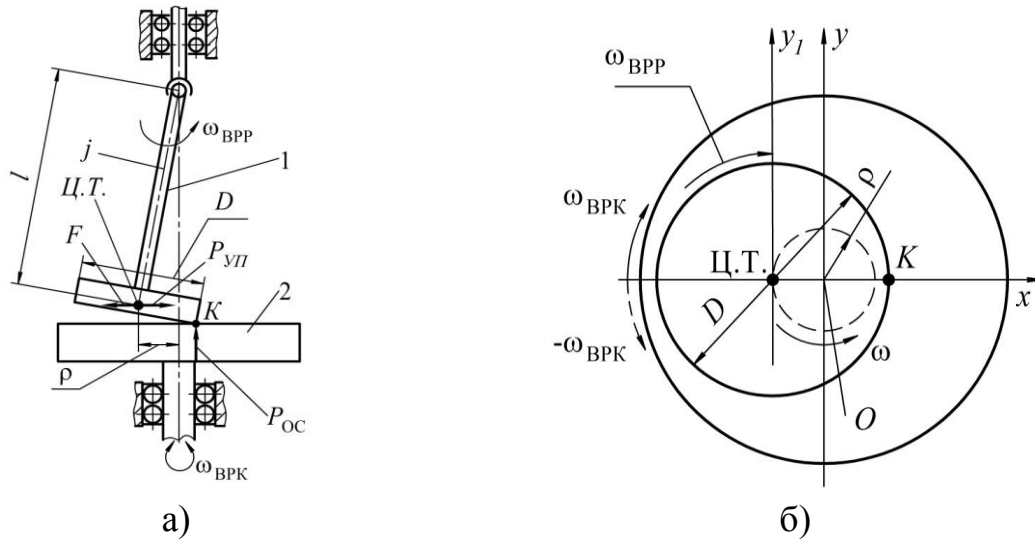


Рис. 1. Расчетные схемы роторного инерционного вибропривода:  
а) динамическая; б) статическая

При выбеге (после включения вибропривода) смещение продольной оси ротора возрастает от нуля до величины  $\rho$  и является функцией времени  $\rho(t)$  (проекции  $x(t)$  и  $y(t)$  в декартовой системе координат). В начальный момент времени на систему (рис. 2) действует постоянная по величине осевая сила  $P_{\text{ОС}}$  прижатия ротора к контртелу, сила упругости  $P_{\text{УП}}$  ротора (проекции  $(x(t))j$  и  $(y(t))j$  в декартовой системе координат), пропорциональная смещению продольной оси ротора, а также сила инерции  $F$  движущейся с ускорением массы (проекции  $(m\ddot{x}(t))$  и  $(m\ddot{y}(t))$  в декартовой системе координат), зависящая от параметров колебаний центра тяжести.

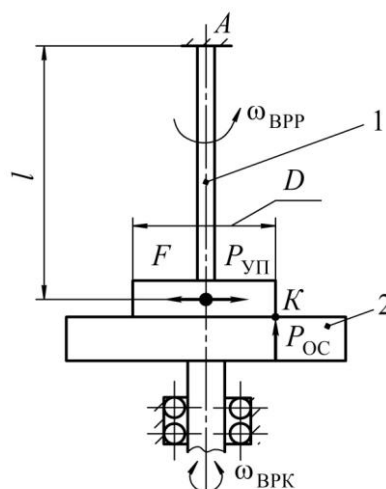


Рис. 2. Статическая расчетная схема

Дифференциальные уравнения относительного движения центра тяжести ротора в декартовой системе координат будут иметь вид:

$$\begin{cases} \left[ m\ddot{x}(t) - \frac{P_{OC} \left( \frac{D}{2} - x(t) \right)}{l} \right] \cos \varphi(t) = x(t)j; \\ \left[ m\ddot{y}(t) - \frac{P_{OC} \left( \frac{D}{2} - y(t) \right)}{l} \right] \sin \varphi(t) = y(t)j; \\ \left[ \frac{mD^2}{8} + m(x(t)^2 + y(t)^2) \right] \ddot{\varphi}(t) = \varphi(t)j. \end{cases}$$

В полученных уравнениях в правые части равенств вынесены составляющие компоненты возвращающих сил упругости. Так как центр тяжести ротора совершает криволинейное движение, то для дальнейшего компьютерного исследования систему дифференциальных уравнений относительного движения центра тяжести ротора удобнее рассматривать в полярной системе координат.

При переходе в полярную систему координат и используя матрицы преобразования декартовых координат и матрицы жесткости, получим:

$$\begin{pmatrix} m\rho(t)\omega^2 - \rho(t)j - \frac{P_{OC} \left( \frac{D}{2} - \rho(t) \right)}{l} \\ m\rho(t)\omega^2 - \rho(t)j - \frac{P_{OC} \left( \frac{D}{2} + \rho(t) \right)}{l} \\ \left( \frac{mD^2}{8} + m\rho(t)^2 \right) \frac{d}{dt} \omega \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \rho(t) \cos(\omega t) \\ \rho(t) \sin(\omega t) \\ \frac{d}{dt}(\rho(t) \sin(\omega t)) - \frac{d}{dt}(\rho(t) \cos(\omega t)) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} j & -1 & -1 \\ -1 & j & -1 \\ -1 & -1 & j \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \rho(t) \cos(\omega t) \\ \rho(t) \sin(\omega t) \\ \frac{d}{dt}(\rho(t) \sin(\omega t)) - \frac{d}{dt}(\rho(t) \cos(\omega t)) \end{pmatrix},$$

где

$$\omega = \frac{D(\omega_{BPP} \pm \omega_{BPK})}{2\rho(t)}.$$

После дифференцирования и матричных преобразований получим матричное выражение уравнений движения центра тяжести ротора вибропривода, которое можно использовать для построения графических зависимостей в программных средствах, в частности в PTC MathCAD.

Для наглядности изменения смещение центра тяжести ротора (продольной оси) выразим этот параметр из уравнений движения:

$$\rho(t) = \left( \frac{\frac{P_{OC}D}{2l \left( m\omega(t)^2 - j - \frac{P_{OC}}{l} - j \cos \omega(t)t + j \sin \omega(t)t \right)}}{\frac{P_{OC}D}{2l \left( m\omega(t)^2 - j + \frac{P_{OC}}{l} - j \cos \omega(t)t - j \sin \omega(t)t \right)}} \right)$$

На рис. 3 показаны характерные полученные графические зависимости смещения центра тяжести ротора при выбеге.

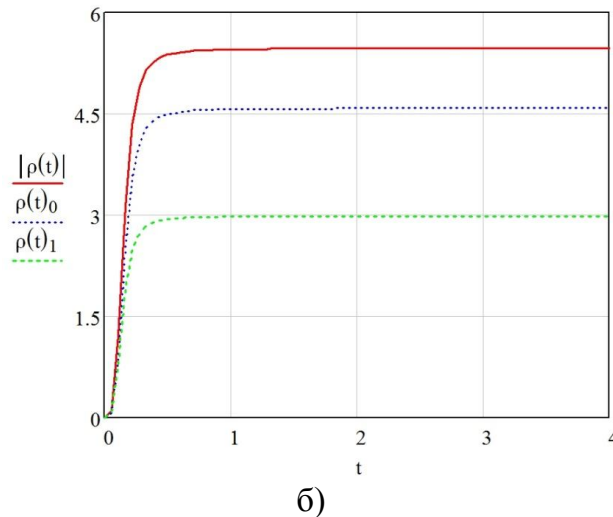
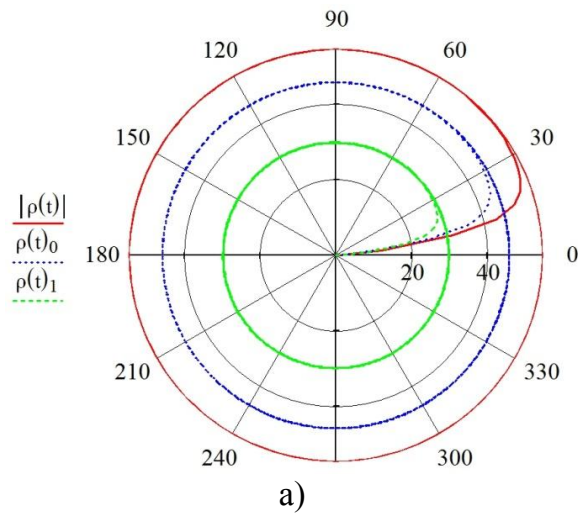


Рис. 3. Графические зависимости смещения центра тяжести ротора при выбеге

Как показывают компьютерные исследования, выбег ротора из устойчивого положения в установившийся режим колебаний происходит очень быстро и плавно. При различных комбинациях входных параметров виб-

ропривода время перехода не превышает 1,5 секунды и при этом не наблюдается каких-либо скачкообразных изменений. Весь переходной процесс от запуска до установившегося режима можно разделить на три зоны. Первая начальная зона характеризуется относительно медленным ростом амплитуды, когда контакт ротора с контртелом по всей торцовой поверхности в начальный момент переходит в контакт в одной точке на периферии торцовой поверхности ротора. Вторая зона характеризуется очень быстрым ростом амплитуды за счет резко увеличивающейся инерционной силы. Третий заключительный этап характеризуется уменьшением роста амплитуды до достижения постоянной величины. На этом этапе возвращающая сила упругости за счет увеличения амплитуды уравнивает инерционную силу и система переходит в установившийся режим работы.

#### Библиографический список

1. Сергеев, С.В. Вибрационные роторные приводы машин: монография / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров, Б.А. Решетников. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. – 133 с.
2. Пат. 2410166 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В06 В 1/16. Способ возбуждения колебаний / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров, Б.А. Решетников и др. – № 2009119832/28; заявл. 25.05.2009; опубл. 27.01.2011.

[К содержанию](#)