

УДК (UDC) 86-868

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
И АНАЛИЗ РЕЖИМОВ УПРАВЛЕНИЯ В РОТОРНОМ ВИБРОПРИВОДЕ
С КИНЕМАТИЧЕСКИ НЕУРАВНОВЕШЕННОЙ МАССОЙMODELING OF DYNAMIC CHARACTERISTICS AND ANALYSIS OF CONTROL
MODES, IN ROTARY VIBRODRIVE WITH A KINEMATICALLY UNBALANCED MASSЗакиров Р.Г.
Zakirov R.G.Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)
(Челябинск, Россия)
South Ural State University (Scientific Research University) (Chelyabinsk, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассматривается проблема создания управляемых параметров вибрационных полей, необходимых для учета физико-механических и реологических свойств обрабатываемых материалов и достижения максимальной эффективности вибрационной техники. Показаны перспективы использования в вибрационных машинах роторного вибропривода с кинематически неуравновешенной массой, имеющего широкие возможности управления параметрами генерируемых колебаний. Проведено моделирование процесса работы роторного вибропривода, получены аналитические и графические зависимости параметров колебаний от параметров настройки, определены наиболее эффективные и удобные в использовании параметры управления. Проведен анализ возможных режимов настройки вибропривода, реализуемых в процессе его эксплуатации. Установлено, что, изменяя частоту вращения ротора, можно получать как низкочастотные колебания центра масс ротора во всем возможном диапазоне амплитуды, так и высокочастотные колебания. Кроме того, при различных значениях диаметра диска ротора, в виброприводе можно регулировать амплитуду колебаний при постоянной частоте. Вынуждающая сила, создаваемая в роторном виброприводе, при одной и той же частоте вращения, равных габаритах и массах ротора и булавки будет существенно больше по сравнению с центробежными вибровозбудителями. Реализованная в виброприводе регулировка направленной формы траектории центра масс ротора достигается без использования дополнительных масс и упругих элементов. Вибрационная машина с предлагаемым роторным виброприводом существенно расширит возможности создания оптимальных параметров вибрационных полей в технологических процессах.

Ключевые слова: вибровозбудитель, вибропривод, вибрационная машина, параметры колебаний, форма колебаний.

Abstract. The article considers the problem of creating controlled parameters of vibration fields necessary to take into account the physical, mechanical and rheological properties of the processed materials and to achieve maximum efficiency of vibration techniks. The prospects of using a rotary vibration drive with a kinematically unbalanced mass in vibration machines, which has wide possibilities for controlling the parameters of the generated oscillations, are shown. The modeling of the process operation of rotary vibration-drive was carried out, analytical and graphical dependences of the oscillation parameters on the tuning parameters were obtained and the most effective and easy-to-use control parameters were determined. An analysis of possible vibration drive tuning modes was conducted, implemented during its operation. It was found that by changing the rotor speed it is possible to obtain both low-frequency oscillations of the rotor center of mass in the entire possible range of amplitude, and high-frequency oscillations. In addition, with different values of the rotor disk diameter, in the vibration drive can regulate the vibration amplitude at a constant frequency. The compelling force created in a rotary vibration drive, at one same rotation frequency and equal in size and mass imensions of the rotor and mace, will be significantly greater in comparison with centrifugal vibration excitors. The adjustment of the directional shape of the rotor's center of mass trajectory implemented in the vibration drive is achieved without the use of additional masses and elastic elements. The vibration machine with the proposed rotary vibration drive will significantly increase the possibilities for creating optimal parameters of vibration fields in technological processes.

Keywords: vibration generator, vibrodrive, vibration machine, oscillation parameters, shape of oscillations.

Дата получения статьи:	25.04.2025	†	Date of manuscript reception:	25.04.2025
Дата принятия к публикации:	13.07.2025	†	Date of acceptance for publication:	13.07.2025
Дата публикации:	25.09.2025	†	Date of publication:	25.09.2025

Сведения об авторе:

Закиров Родион Габитович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры техники, технологий и строительства, ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»,
e-mail: zakirovrg@susu.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4702-6561>

Author's information:

Rodion G. Zakirov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor at the Department of Engineering, Technology and Construction, South Ural State University (national research university), e-mail: zakirovrg@susu.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4702-6561>

1. Введение

Научный интерес к развитию вибрационной техники в последние годы неразрывно связан с повышением эффективности технологических процессов, в которых вибрационное воздействие позволяет существенно улучшить физико-химические и технико-экономические свойства обрабатываемых материалов, и в целом, качество изготавливаемой продукции. Для максимальной эффективности вибрационной техники сегодня необходимым становится создание не только оптимальных, но и что особенно важно, управляемых параметров вибрационных полей, позволяющие в полной мере учитывать физико-механические и реологические свойства различных обрабатываемых материалов. Разрабатываются новые и модернизируются действующие вибровозбудители и вибрационные машины, в которых можно настроить необходимые частоту, амплитуду и форму колебаний рабочего органа вибромашины, для обеспечения заданного технологического процесса в строительстве [1], в машино- и приборостроении [2], в нефтяной промышленности [3], в горнодобывающей промышленности и на предприятиях металлургических и химических производств [4]. Некоторые оригинальные вибрационные машины, основанные на использовании адаптивных методов воздействия на обрабатываемые материалы, рассматриваются в работе [5], где на основе создания управляемых вибрационных машин и технологий предлагается создать новую отрасль машиностроения – технологическое машиностроение.

В вибрационных машинах в качестве источника вибрации наиболее широко применяются инерционные (дебалансные и плане-

тарные) и электромагнитные вибровозбудители [6]. Инерционные дебалансные вибровозбудители позволяют в процессе эксплуатации регулировать амплитуду и форму колебаний изменением взаимного расположения самосинхронизирующихся дебалансов в многомасных конструкциях [7, 8], что связано с усложнением конструкции. В инерционных планетарных вибровозбудителях возможно только регулирование по амплитуде, которое достигается введением дополнительных эксцентрических масс на водиле, с возможностью изменения своего положения относительно нее [9]. Частота и форма колебаний в них задаются при проектировании геометрическими размерами бегунка и беговой дорожки [10]. Во всех инерционных вибровозбудителях регулировать частоту колебаний можно применением асинхронных электродвигателей с бесступенчатым и ступенчатым регулированием частоты вращения [11]. Электромагнитные вибровозбудители позволяют с помощью системы управления регулировать амплитуду колебаний (в пределах зазора между статором и якорем) за счёт плавного изменения силы тока в обмотках электромагнитов и частоту колебаний через частотный преобразователь [12]. Прямолинейные колебания якоря могут быть преобразованы только в винтовые колебания рабочего органа системой упругих элементов.

В Южно-Уральском государственном университете при исследовании причин разбивки и увода обрабатываемых на вертикально-сверлильном станке отверстий был выявлен эффект образования кинематической неуравновешенности вращаемого инструмента, прижатого к заготовке, вследствие чего возбуждались поперечные колебания центра сверла, приводящие к погрешностям

обработки. В продолжение исследования на основе выявленного эффекта был запатентован способ возбуждения колебаний и устройство для его осуществления, в котором геометрически уравновешенный ротор прижимают торцовой поверхностью к плоской поверхности регулируемой силой и вращают с постоянной угловой скоростью. Моделирование колебательных процессов в данном устройстве, названным роторным виброприводом с кинематически неуравновешенной массой, показало перспективные возможности регулирования в широком диапазоне частоты и амплитуды круговых колебаний центра масс ротора без изменения конструктивных элементов виброприводов [13]. Однако получение различных форм траекторий движения центра масс в планетарном виброприводе с кинематически неуравновешенной массой, также, как и в дебалансном вибровозбудителе, возможно только добавлением в колебательную систему дополнительной неуравновешенной массы. Создание колебательного процесса, в котором неуравновешенная масса в одномассном виброприводе будет двигаться по траектории, отличной от круговой, стало возможным благодаря разработке нового способа возбуждения колебаний [14], при котором плоская поверхность прижатия ротора была заменена прямой линией. В результате этого в системе образовались высшие кинематические пары «плоскость-линия» и «линия-точка», заменившие круговое движение центра масс движением по дугам противоположных секторов, точнее по контуру области пересечения двух окружностей равного диаметра.

2. Постановка задачи

Целью данной работы является моделирование динамических характеристик и анализ режимов управления в роторном виброприводе с кинематически неуравновешенной массой для выявления зависимостей между параметрами колебательных движений центра масс ротора с параметрами настройки вибропривода и выявления на их основе наиболее оптимальных способов управления параметрами и характером колебаний. При

этом регулирование вибропривода должно быть возможным при его применении в действующей вибрационной машине или установке.

3. Моделирование динамических характеристик

Для моделирования динамических характеристик роторного вибропривода с кинематически неуравновешенной массой составлены расчетные схемы работы вибропривода в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 1, 2) в установившемся режиме.

Вращающий момент от электродвигателя через шпиндель 5, установленный в подшипниковом узле 4, и упругую муфту 3 передается на вал ротора 1. На конце ротора установлен объёмный диск диаметром D и массой m , торцом которого ротор прижат к ребру треугольной призмы 2 осевой силой P_{oc} . Схема связана с неподвижной прямоугольной системой координат xuz , в которой горизонтальная ось x проходит по верхнему ребру призмы, а вертикальная ось z направлена вдоль оси симметрии шпинделя. Ротор, вращаемый с постоянной угловой скоростью $\omega_{вр}$, в результате кинематической неуравновешенности [13] смещается от оси z и при этом сопрягается торцовой поверхностью диска с ребром призмы поочередно только в точках K_1 и K_2 , являющимися центрами вращения диска в плоскости xu в полупериодах I и II колебаний.

В момент, когда плоскость $ВОК$ ротора совпадает с плоскостью xz , центр масс ротора получает под действием центробежной силы

$$F_x = \frac{mD\omega_{вр}^2}{2}$$

максимальное смещение по оси x на величину ρ , определяемую из уравнения равновесия системы в плоскости xz :

$$\rho = \frac{D}{2jl} (m\omega_{вр}^2 l - P_{oc}).$$

где j – жесткость вала ротора; l – жесткость вала ротора.

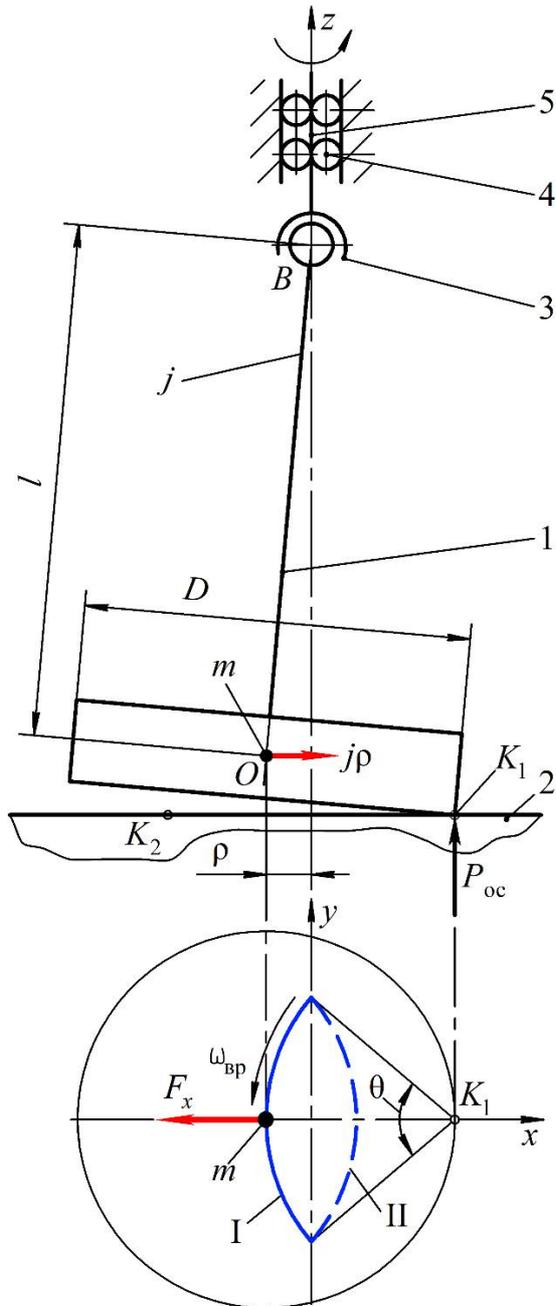


Рис. 1. Расчетная схема роторного вибропривода с кинематически неуравновешенной массой в плоскости xz

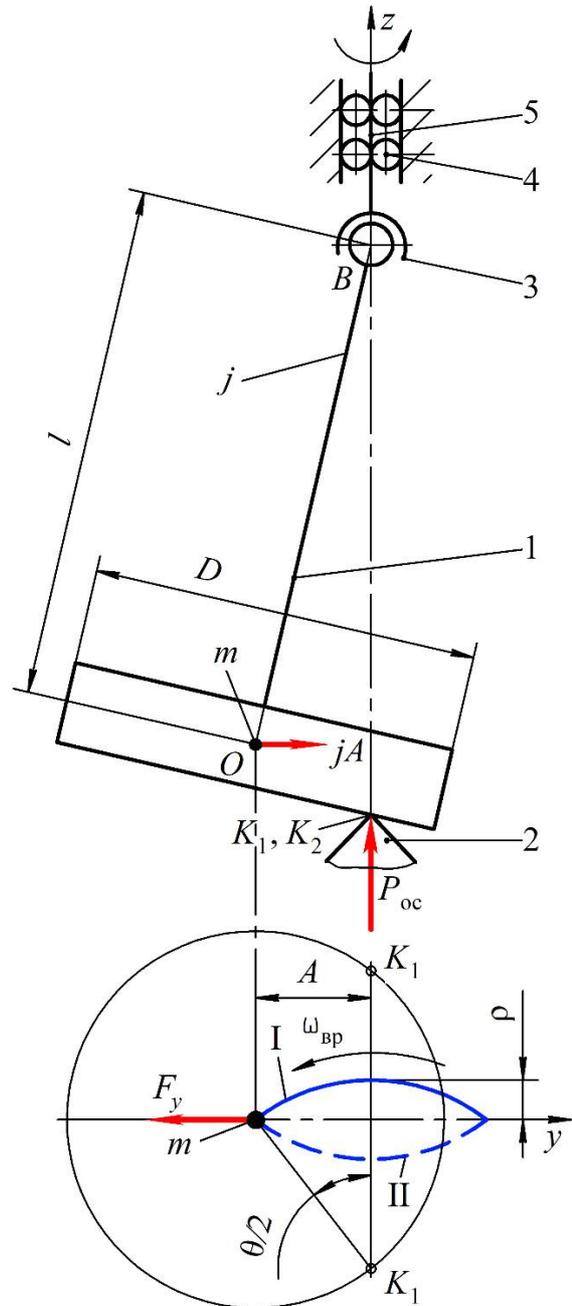


Рис. 2. Расчетная схема роторного вибропривода с кинематически неуравновешенной массой в плоскости yz

В момент, когда происходит смена точек касания K_1 и K_2 , ротор сопрягается торцевой поверхностью диска с ребром призмы по линии K_1 и K_2 и при этом под действием проекции центробежной силы F_y на ось y получает максимальное смещение (амплитуду) A по оси y , определяемую из уравнения равновесия системы в плоскости yz :

$$A = \sqrt{\rho(D - \rho)}.$$

Получаемая форма траектории движения центра масс системы, позволяет считать исследуемый одномассный вибропривод, аналогичным двухмассным центробежным виброприводам направленного действия с эллиптической и прямолинейной формой колебаний.

Для направленных колебаний по оси x с амплитудой A , частота колебаний будет превышать частоту вращения ротора на отношение π/θ

$$\omega = \frac{\pi D \omega_{\text{вр}}}{4A}$$

Амплитудное значение вынуждающей силы, создаваемой центром масс ротора по оси y , можно определить по выражению:

$$F_y = mA\omega^2.$$

Полученные теоретические зависимости динамических характеристик вибропривода позволяют с достаточной точностью проанализировать режимы управления ими с использованием графиков.

Управление параметрами и характером колебаний в роторном виброприводе с кинематически неуравновешенной массой в процессе его эксплуатации возможно параметрами настройки:

- 1) изменением частоты вращения ротора $\omega_{\text{вр}}$;
- 2) изменением величины осевой силы $P_{\text{ос}}$ прижатия призмы к ротору; 3) изменением диаметра D диска ротора.

Регулирование частоты вращения осуществляется системой управления электроприводом. Регулировка тарированной осевой силы прижатия выполняется изменением длины пружины сжатия передач «винт-гайка» вручную или с помощью гайковерта. Для изменения диаметра диска ротора предусматривается набор сменных дисков постоянной массы. Смена диска является более трудоемким из всех способов настройки.

В качестве исходных массогабаритных данных ротора для выполнения компьютерного моделирования использовались данные близкого по колебательному процессу глубинного виброуплотнителя модели ИВ-1-16 с диаметром, массой и длиной булав: 59 мм, 6,8 кг, 420 мм соответственно. Глубинный уплотнитель является одним из вариантов применения исследуемого вибропривода.

С помощью системы компьютерной алгебры Mathcad Prime [15] по представленным математическим моделям были построены графики зависимостей амплитуды A , частоты ω и вынуждающей силы F_y исследуемого вибропривода от управляющих параметров: $\omega_{\text{вр}}$; $P_{\text{ос}}$; D во всем возможном диапазоне изменения их значений. На рис. 3–5 представлены графические зависимости, объединенные по оси абсцисс со всеми параметрами настройки в равном по числовым значениям

приведенном диапазоне. Эти графики не дают полного представления о точных численных значениях управляемых параметров, в соответствии с осью ординат, но они точно показывают степень и характер влияния на них каждого из параметров настройки.

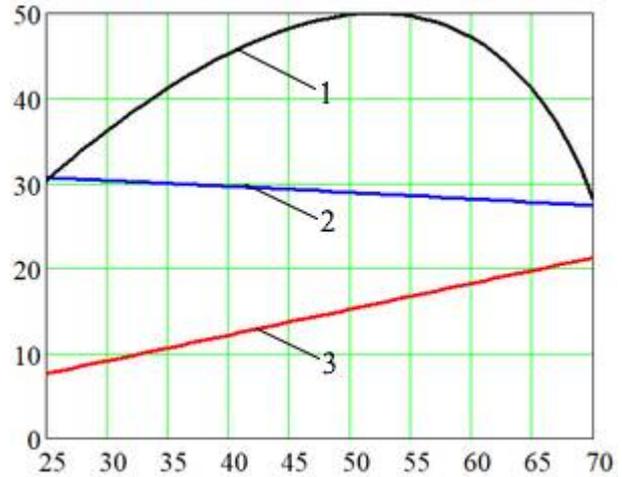


Рис. 3. Зависимости амплитуды A (мм) колебаний ротора от:
1 – $\omega_{\text{вр}}$, с^{-1} ; 2 – $P_{\text{ос}}$, Н; 3 – D , мм

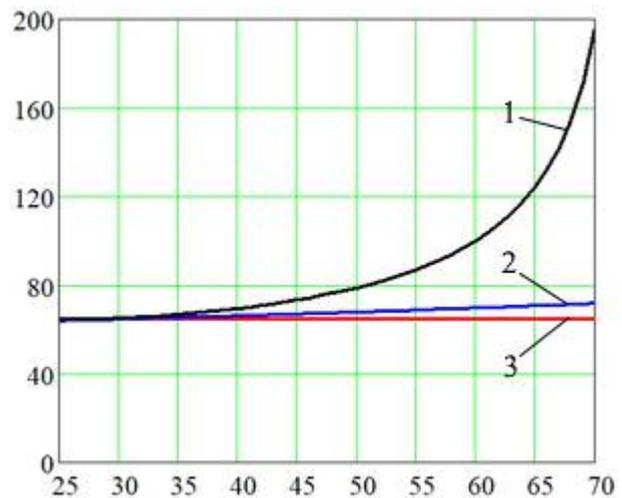


Рис. 4. Зависимости частоты ω (Гц) колебаний ротора от:
1 – $\omega_{\text{вр}}$, с^{-1} ; 2 – $P_{\text{ос}}$, Н; 3 – D , мм

4. Анализ режимов управления

Влияние осевой силы $P_{\text{ос}}$ на параметры колебаний в роторном виброприводе с кинематически неуравновешенной массой, как видно из рис. 1–3, практически не существенно. Осевая сила важна для обеспечения установившегося режима колебаний при выбеге, а также служит для создания возвра-

щающего момента, ограничивающего наибольшее смещение центра масс ротора половиной диаметра диска ротора.

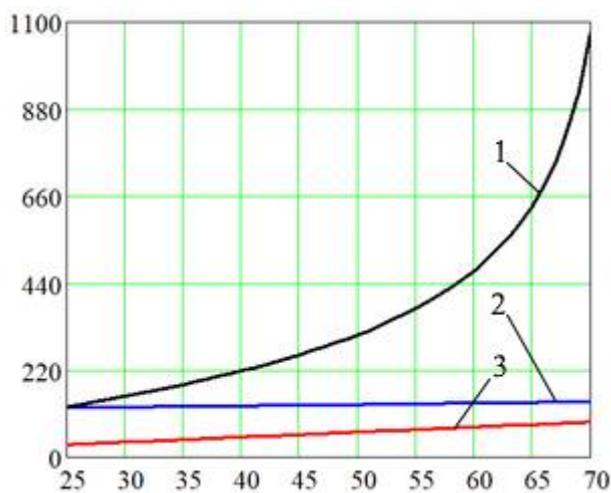


Рис. 5. Зависимости амплитуды вынуждающей силы F_y (Н) от: 1 – $\omega_{вр}$, c^{-1} ; 2 – $P_{ос}$, Н; 3 – D , мм

С увеличением диаметра диска ротора пропорционально увеличивается амплитуда колебаний, причем без изменения их частоты. Эта возможность существенно отличает исследуемый вибропривод от центробежных вибровозбудителей, в которых изменения частоты и амплитуды колебаний взаимосвязаны. Учитывая, что для замены диска ротора требуется разборка и сборка корпуса и ротора вибропривода, способ регулирования посредством изменения диаметра ротора является трудоемким и не столь эффективным. Однако, выявленный фактор независимости амплитуды и частоты позволяет разработать типоразмеры виброприводов с разными диаметрами диска ротора в пределах одного диапазона частот.

Наиболее заметно влияет на параметры колебаний частота вращения ротора, её изменение возможно даже без остановки вибропривода с помощью преобразователя частоты в схеме управления электропривода. Поэтому способ регулирования посредством изменения частоты вращения ротора остается основным при изменении режимов работы вибропривода. В частности, управляя частотой вращения ротора, можно получать разные размеры траектории колебательного движения центра масс ротора (рис. 6).

С увеличением частоты вращения на малых частотах происходит увеличение амплитуды колебаний вплоть до максимально возможного значения в системе. Дальнейшее увеличение частоты вращения вызывает снижение амплитуды, что свойственно всем инерционным источникам вибрации.

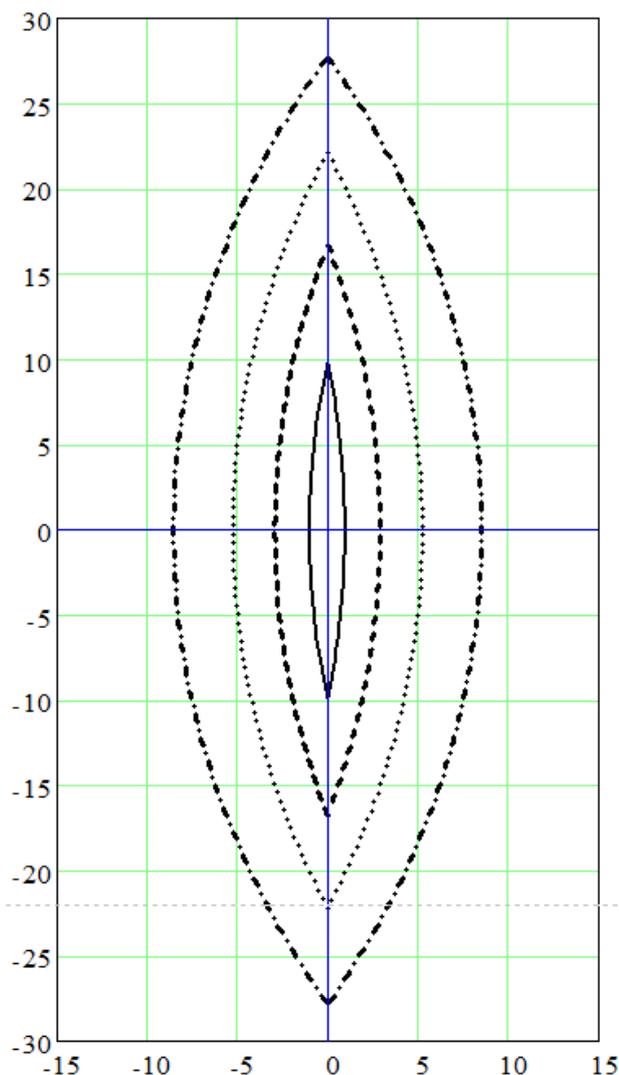


Рис. 6. Траектория колебательных движений центра масс ротора при: 1 – $\omega_{вр} = 12 c^{-1}$; 2 – $\omega_{вр} = 16 c^{-1}$; 3 – $\omega_{вр} = 20 c^{-1}$; 4 – $\omega_{вр} = 25 c^{-1}$

С увеличением частоты вращения увеличивается и вынуждающая сила вибропривода, которая при одной частоте вращения и равных массогабаритных размерах ротора и булав (дебаланса) в сравнении с центробежными вибровозбудителями будет значительно больше.

5. Заключение

Полученные аналитические и графические зависимости динамических характеристик роторного вибропривода с кинематически неравновешенной массой от параметров настройки, показывают, что изменением частоты вращения ротора можно получать как низкочастотные колебания центра масс ротора во всем возможном диапазоне амплитуды, так и высокочастотные колебания. Кроме того, при разных значениях диаметра диска ротора, в виброприводе возможна регулировка амплитуды колебаний при неизменяемой частоте. Вынуждающая сила, создаваемая в роторном виброприводе, при одной и

той же частоте вращения, равных габаритах и массах ротора и булавки будет существенно больше по сравнению с центробежными вибровозбудителями. При этом реализуемая в виброприводе направленная форма траектории центра масс ротора, достигается без применения дополнительных масс упругих элементов. Вследствие этого вибрационные машины с предлагаемым роторным виброприводом существенно расширят возможности создания оптимальных и управляемых параметров вибрационных полей в технологических процессах.

Список литературы

1. Денисов В.Н., Романенко М.В., Тилинин Ю.И. Технологии строительных процессов. В 3 частях. Часть 2. Надземный цикл. Санкт-Петербург: Лань, 2024. 236 с.

2. Сасов А.М. Система автоматического управления вибрационным бункерным загрузочным устройством // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2019. № 7. С. 111-118.

3. Гасымов Р.А., Искандеров М.Г., Манафов Э.К., Искандеров Н.И. Регулирование параметров электромагнитного вибратора для нефтяной промышленности // Нефть, газ и бизнес. 2015. № 9. С. 47-51.

4. Бабичев А.П., Бабичев И.А. Основы вибрационной технологии. Ростов-на-Дону: Изд-во центр ДГТУ, 2008. 693 с.

5. Сиваченко Л.А., Сиваченко Т.Л. Управляемые вибрационные машины и технологии – основа создания новой отрасли промышленности – технологического машиностроения // Вестник Белорусско-Российского университета. 2016. № 3(52). С. 74-85.

6. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти томах. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. М.: Машиностроение, 1981. 509 с.

7. Патент № 2671932 С1 Российская Федерация, МПК В06В 1/16. Способ

References

1. Denisov V.N., Romanenko M.V., Tilin Yu.I. *Tekhnologii stroitelnykh protsessov. V 3 chastyah. CH. 2. Nadzemnyy tsikl* [Technologies of construction processes. In 3 parts. Part 2. Above-ground cycle]. Sankt-Peterburg, Lan, 2024. 236 p. (In Russian).

2. Sasov A.M. Automatic control system for vibration bunker loading device. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2019, No. 7, pp. 111-118. (In Russian).

3. Gasymov R.A., Iskanderov M.G., Manafov E.K., Iskenderov N.I. Regulation of parameters of electromagnetic vibrating screen for oil industry. *Neft, gaz i biznes*, 2015, No. 9, pp. 47-51. (In Russian).

4. Babichev A.P., Babichev I.A. *Osnovy vibratsionnoy tekhnologii* [Basics of Vibration Technology]. Rostov-n/D, Izdatelskiy tsentr DGTU; 2008. 693 p. [in Russian].

5. Sivachenko L.A., Sivachenko T.L. Controlled vibratory machines and technologies as the Basis for creating a new industry - processing machine-building. *Vestnik Belorussko-Rossiyskogo universiteta*, 2016, No. 3(52), pp. 74-85. (In Russian).

6. *Vibratsii v tekhnike: Spravochnik v 6-ti tomakh, T. 4: Vibratsionnye protsessy i mashiny* [Vibrations in Engineering. Handbook in 6 Vols. Vol. 4: Vibration Processes and Machines]. Lavendel E.E., Ed. Moscow,

регулирования параметров закона механических колебаний силовых факторов в центробежном вибровозбудителе / А.М. Васильев, А.Н. Стрелюхина, М.А. Потапова. – № 2017143860: заявл. 14.12.2017: опублик. 07.11.2018. – Бюл. № 31. – 35 с.

8. Zhang X., Wen B., Zhao C. Theoretical study on synchronization of two exciters in a nonlinear vibrating system with multiple resonant types // *Nonlinear Dynamics*. 2016. Vol. 85. №. 1. С. 141–154. DOI: 10.1007/s11071-016-2674-8.

9. Михеев В.В., Савельев С.В. Планетарный вибровозбудитель с регулируемыми характеристиками // *Динамика систем, механизмов и машин*. 2018. Т. 6. №1. С. 98-104. DOI: 10.25206/2310-9793-2018-6-1-98-104.

10. Кузьмичев В.А. Основы проектирования вибрационного оборудования. Санкт-Петербург: Лань, 2014. 208 с.

11. Епифанов А.П., Малайчук Л.М., Гущинский А.Г. Электропривод. Санкт-Петербург: Лань, 2022. 400 с.

12. Пановко Г.Я. Динамика вибрационных технологических процессов. М., Ижевск: Регулярная и хаотическая динамика, Институт компьютерных исследований, 2019. 176 с.

13. Закиров Р.Г. Моделирование колебательных процессов в планетарных виброприводах с кинематически неуравновешенной массой // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2019. №2. С. 164-173. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-164-173.

14. Пат. 2476275 Российская Федерация, МПК⁷ В06 В 1/16. Способ возбуждения колебаний / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров, Б.А. Решетников. – № 2011132718/28; заявл. 03.08.2011; опублик. 27.02.2013. – Бюл. № 6. 15 с.

15. Воскобойников Ю.Е., Задорожный А.Ф. Основы вычислений и программирования в пакете MathCAD PRIME. Санкт-Петербург: Лань, 2018. 224 с.

Mashinostroenie, 1981. 509 p. [In Russian].

7. Patent RU 2671932. *Sposob regulirovaniya parametrov zakona mekhanicheskikh kolebaniy silovykh faktorov v tsentrobeznom vibrovobuditele* [Method of adjusting parameters of law of mechanical oscillations of power factors in centrifugal vibration exciter]. Vasilev A.M., Strelyukhina A.N., Potapova M.A. Declared 14.12.2017. Published 07.11.2018. Bulletin No. 31.

8. Zhang X., Wen B., Zhao C. Theoretical study on synchronization of two exciters in a nonlinear vibrating system with multiple resonant types. *Nonlinear Dynamics*, 2016, Vol. 85. No. 1, pp. 141–154. DOI: 10.1007/s11071-016-2674-8.

9. Mikheyev V.V., Saveliev S.V. Planetary adjustable vibratory exciter with chain gear. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin*, 2018, Vol. 6. No. 1, pp. 98-104. DOI: 10.25206/2310-9793-2018-6-1-98-104. [In Russian].

10. Kuzmichev V.A. *Osnovy proektirovaniia vibratsionnogo oborudovaniya* [Fundamentals of vibration equipment design]. Saint Petersburg: Lan; 208 p. (In Russian).

11. Epifanov A.P., Malaychuk L.M., Gushchinskiy A.G. *Elektroprivod* [Electric drive] Sankt-Peterburg, Lan, 2022. 400 p. [In Russian].

12. Panovko G.Ya. *Dinamika vibratsionnykh tekhnologicheskikh protsessov* [Dynamics of vibration technological processes]. Moscow, *Regulyarnaya i haoticheskaya dinamika, Institut kompyuternykh issledovaniy*, 2019. 176 p. [In Russian].

13. Zakirov R.G. Modeling of vibrational processes in planetary vibrodive with kinematically unbalanced mass. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No. 2, pp. 164-173. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-164-173. (In Russian)

14. Patent RU 2476275. *Sposob vzbuzhdeniya kolebaniy* [Method for Oscillation Excitation]. Sergeev S.V., Reshetnikov B.A., Zakirov R.G., Sergeev Yu.S. Declared 23.08.2011. Published 27.02.2013. Bulletin No. 6.

15. Voskoboynikov Yu.E., Zadorozhnyy

A.F. *Osnovy vychisleniy i programmirovaniya v pakete MathCAD PRIME*. [Basics of computing and programming in MathCAD PRIME]. Sankt-Peterburg, Lan, 2018. 224 p. (In Russian).