

DOI: 10.34031/article_5db3fdb0e8c532.45857437

*Герасимов М.Д., Воробьёв Н.Д., Иванов В.И.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

Россия, 308012, г. Белгород, ул. Костюкова, д. 46

*E-mail: mail_mihail@mail.ru

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ВИБРАЦИОННОГО МЕХАНИЗМА С АСИММЕТРИЧНЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ ДИНАМИЧНОСТИ

Аннотация. Приоритетным направлением разработки и создания вибрационных устройств для технологических процессов в ближайшие годы являются механизмы с асимметричными колебаниями. Механизмы с асимметричными колебаниями конструктивно создаются на базе вибраторов с направленными колебаниями в виде ступеней, которые отличаются друг от друга массой дебалансов, радиусом смещения центра массы от оси вращения и частотой вращения дебалансного вала. Простейшим устройством с асимметричными колебаниями является двухступенчатый механизм. Оптимизация параметров вибраторов каждой ступени может проводиться по коэффициенту динамичности колебательной системы. Рациональные параметры механизма согласуются с наибольшей величиной коэффициента динамичности системы. Для перевода круговых, эллиптических и равнонаправленных колебаний в асимметричные в настоящее время отсутствует методика проектного расчёта. В статье представлена методика расчёта, связанная с переводом параметров вибрационных устройств с круговыми, эллиптическими и равнонаправленными колебаниями в асимметричные с наибольшим коэффициентом динамичности.

Ключевые слова: дебалансный вибратор, асимметричные колебания, ступени вибрационного механизма, коэффициент динамичности, вынуждающая сила.

Методология. При проведении исследований использовалась программа для персонального компьютера, разработанная авторами для исследования влияния параметров каждой ступени вибраторов устройства с асимметричными колебаниями на коэффициент динамичности системы.

Основная часть. Вибрационные технологии, которые используются в целом ряде технологических процессов, основаны на использовании вибраторов с гармоническими колебаниями [1, 2, 3, 4]. Большинство вибраторов, занятых в промышленности генерирует вынуждающую силу F (Н), которая создаёт круговые (или эллиптические) колебания. Реже, но достаточно часто, применяются направленные, вдоль некоторой прямой линии, гармонические колебания, конструктивно согласуя два круговых колебания со встречным вращением дебалансных валов. На повестке дня технического и технологического проектирования вибрационных механизмов для производственных процессов стоит задача применения вибрационных устройств с асимметричными колебаниями [5, 6, 7, 8, 9, 10]. Асимметричные колебания генерируются вынуждающей силой, которая является, с одной стороны направленной, однако, имеющей разные по величине значения составляющих вынуждающую силу, действующих в противоположных направлениях.

$$F_{(+)} = k_d \cdot F_{(-)}$$

где $F_{(+)}$ – величина составляющей вынуждающей силы, направленная в одну сторону, например в направлении выполнения полезной работы, в положительном направлении вдоль некоторой оси, и т.п.; $F_{(-)}$ – величина составляющей вынуждающей силы, направленная в противоположную от $F_{(+)}$ сторону, например в направлении выполнения холостого хода, в отрицательном направлении вдоль некоторой оси, и т.п.; k_d – коэффициент динамичности, величиной которого оценивается соотношение величин составляющих вынуждающей силы, направленных в разные стороны в пределах одного периода. Всегда $k_d \geq 1,0$. Чем больше значение k_d тем более выражен эффект асимметрии таких колебаний.

Характер асимметричных колебаний можно представить графиком, рис. 1.

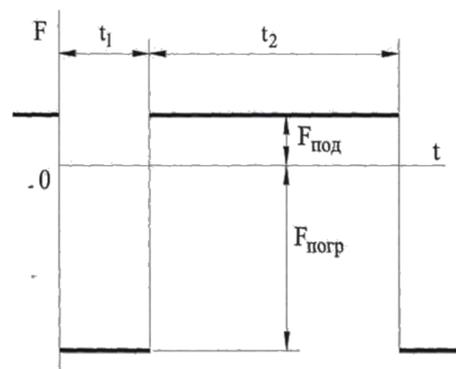


Рис. 1. Схема рабочего цикла вибратора с наличием асимметрии вынуждающей силы

На рис. 1. введены следующие обозначения: $0-t$ – временная ось в пределах одного периода

действия вынуждающей силы F ; $F_{\text{погр}}=F_{(+)}$ – величина рабочей составляющей вынуждающей силы, направленной на погружение, например, сваи; $F_{\text{под}}=F_{(-)}$ – величина холостой составляющей вынуждающей силы, направленной в сторону подъема сваи; t_1, t_2 – время действия, в пределах одного периода, составляющих вынуждающей силы $F_{\text{погр}}$ и $F_{\text{под}}$, соответственно.

В настоящее время созданы предпосылки конструктивных решений создания вибрационных механизмов с асимметричными колебани-

ями [9]. Однако, остаётся вопрос расчёта параметров каждой ступени вибрационного устройства, которые бы обеспечили, с одной стороны, суммарную вынуждающую силу равную величине вынуждающей силы, уже используемого механизма в технологическом процессе. С другой стороны, состоящее из двух и более ступеней вибрационное устройство, должно обеспечивать наибольшее значение коэффициента динамичности $k_d = F_{(+)} / F_{(-)}$.

Величина суммарной вынуждающей силы принята равной $F_{\text{сумм}}=0,55$ кН.

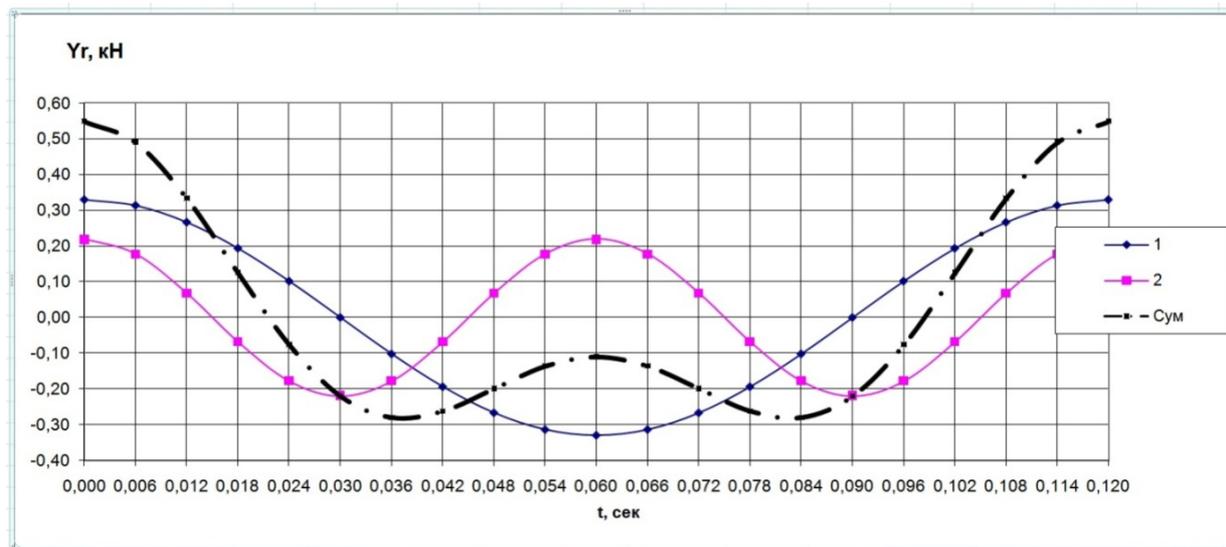


Рис. 2. График изменения суммарной вынуждающей силы, $F_{\text{сумм}}$, в пределах одного периода, $t=0,12$ с, разбитого на 20 значимых точек

Результаты расчёта внесены в таблицу 1.

Основным параметром для проектирования вибрационного устройства с асимметричными колебаниями является величина суммарной вынуждающей силы направленной в сторону выполнения полезной работы, F , кН. При одной ступени вибратора такая величина вынуждающей силы достигается при массе дебаланса $m_1 = 10$ кг. При двухступенчатой схеме вибрационного устройства с асимметричными колебаниями и соотношением статических моментов 6:1 величина вынуждающей силы равная 0,55 кН достигается при соотношении массы дебалансов $m_1/m_2 = 6$ и 1 кг, соответственно. Каждая ступень вибрационного устройства вкладывает некоторое значение в суммарную вынуждающую силу. В нашем случае, первая ступень генерирует силу $F_1=0,33$ кН, а вторая, $F_2=0,22$ кН, так что $F=0,55$ кН.

Коэффициент динамичности по средней точке периода составит $k_{д0,06} = 0,55/0,11=5,0$. Однако, в пределах периода на отрицательных значениях в моменты времени 0,36 и 0,84 имеется значение, равное (-0,28 кН).

Тогда $k_{д0,036} = k_{д0,084} = 0,55/0,28 = 1,96$. Очевидно, что в этом случае целесообразно пользоваться значением коэффициента динамичности

$k_{д0,036} = 1,96$. Следует обратить внимание, что в пределах рекомендуемых соотношений статических моментов первой и второй ступени в пределах 6:1...10:1 имеется участок соотношения с наибольшим значением коэффициента динамичности.

В нашем случае, для двухступенчатого вибрационного устройства с асимметричными колебаниями [8,10] $m_1r_1/m_2r_2 = 7,14$. При этом $k_d = 2,05$. В случае, если более важным условием для реализации процесса является не величина коэффициента динамичности, а более гладкий характер изменения величины вынуждающей силы на отрицательных значениях ветви графика, то можно использовать другие значения соотношений статических моментов первой и второй ступени.

На рис. 3. Приведен график изменения величины вынуждающей силы при соотношении значений статических моментов $m_1r_1/m_2r_2 = 11,0$. Вклад каждой ступени составляет: 0,4 и 0,15 кН соответственно. А коэффициент динамичности составляет $k_d = 1,95$.

Таблица 1

Результаты расчёта для проектирования двухступенчатого вибрационного механизма с асимметричными колебаниями

1	Заданная суммарная величина вынуждающей силы, F, кН	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
2	Соотношение статических моментов двух ступеней дебалансов	6:1	7:1	8:1	9:1	10:1	11:1
3	Частота вращения дебалансного вала, n_1/n_2 , об/мин	500/1000	500/1000	500/1000	500/1000	500/1000	500/1000
4	Продолжительность периода колебаний, t, с.	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12
5	Радиус центра массы дебаланса, r_1/r_2 , см	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1
6	Масса дебаланса, m_1/m_2 , кг	6:1	6,37:0,91	6,72:0,84	6,93:0,77	7,17:0,717	7,38:0,67
7	Модуль величины суммарной вынуждающей силы в средней точке периода, $F_{0,06}$, кН	0,11	0,15	0,18	0,21	0,24	0,26
8	Коэффициент динамичности системы в средней точке периода, $k_{д0,06}$	5,0	3,67	3,0	2,6	2,33	2,14
9	Модуль величины суммарной вынуждающей силы в точке с наибольшим значением составляющей в отрицательном направлении периода, $F_{0,036,0,042,0,048}$, кН*.	0,28	0,27	0,27*	0,28*	0,28*	0,28**
10	Коэффициент динамичности системы в точках периода, $k_{д}^*$	1,96	2,04	2,02	1,99	1,97	1,95

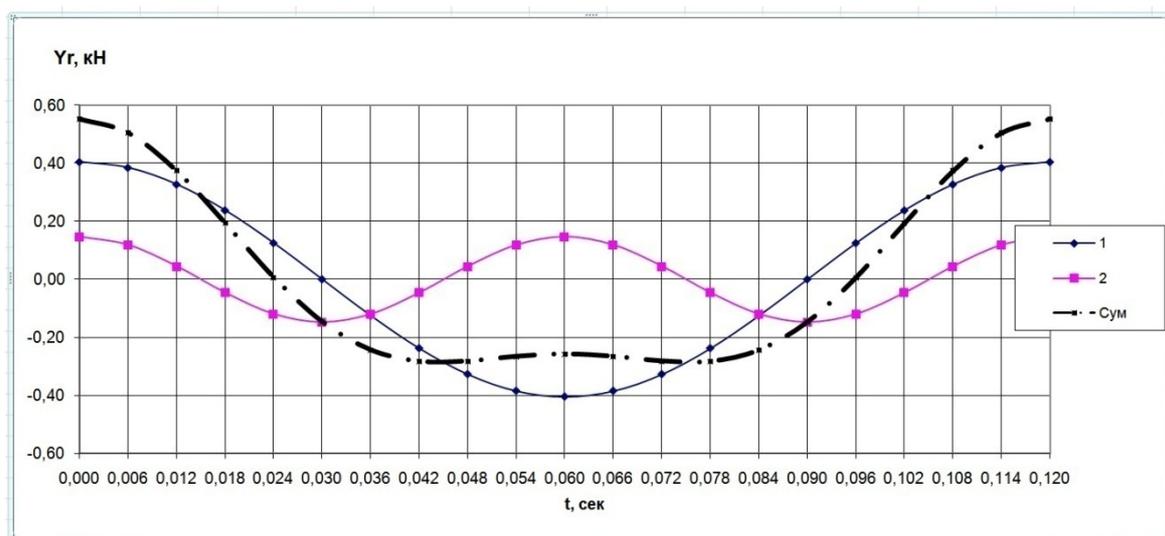


Рис. 3. График изменения суммарной вынуждающей силы при соотношении величины статических моментов вибраторов первой и второй ступени $m_1r_1/m_2r_2 = 11,0$

Вывод. Разработана методика расчёта параметров двухступенчатого вибрационного устройства с асимметричными колебаниями. В качестве исходного параметра принимается величина вынуждающей силы, рассчитанной по известным методикам. Далее разбивается суммарный статический момент дебалансов в соответствии с рекомендациями в пределах 6:1.....10:1. Для реализации наибольшего значения коэффициента динамичности это соотношение рекомендуется при-

нимать равным – 7,14. Любые другие соотношения ведут к снижению коэффициента динамичности вибрационного устройства.

Источник финансирования. Работа выполнена в рамках гранта А-16/17 от 24.01.2018 г. «Разработка оборудования и технологических узлов для выполнения операций современных технологий получения строительных материалов и строительного производства», действующей с 24.01.2018 г. по 31.12.2019 г.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. Справочник. Под ред. В.А. Баумана. Машиностроение. М.: 1970.
2. Блехман И.И. Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника. СПб., Издательский дом «Руда и металлы», 2013. 640 с.
3. Вайсберг Л.А., Загоратский Л.П., Туркин В.Я. Вибрационные дробилки. Основы расчёта, проектирование и технологического применения. Ред. Л. А. Вайсберг СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ. 2004. 306 с.
4. Герасимов М.Д. Способ получения направленных механических колебаний для практического применения в технологических процессах // Строительные и дорожные машины. 2014. №1. С. 35–38
5. Герасимов М.Д., Степанищев В.А. Теоретические исследования получения асимметричной вынуждающей силы вибропогружателей // Фундаментальные исследования. 2014. №5. Ч.3. С. 473–476.
6. Gerasimov M.D., Mkrtychev O.V., Glagolev S.N., Gerasimov D.M., Lатышев S.S. Method of Determination of Vibrating Screens Oscillation's Amplitude in a Characteristic Point for Plane Motion // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2016. Vol.11. No 20. Pp. 12295–12301. www.arpnjournals.com
7. Gerasimov M.D., Glagolev S.N., Gerasimov D. M., Mkrtychev O. V. Determination Of The Driving Force's Asymmetry Factor And The Vibrostand's Work's Analysis // International Journal of Applied Engineering Research, 2015. V. 10. №24. Pp. 45392–45398.
8. Герасимов М.Д. Сложение колебаний в вибровозбудителях // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2016. №3. С. 116–122
9. Patent US 7,804,211. B06B 1/16. 2010. Vibration Generator. A. Kleibl, Ch.Heichel. Prior Publication Data US2009/0243410A1, 1.10.2009.
10. Герасимов М.Д., Воробьёв Н.Д., Герасимов Д.М., Степанищев В.А. Исследование многоступенчатого вибрационного механизма с направленными колебаниями каждой ступени // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2017. №3. С. 88–93.

Информация об авторах

Герасимов Михаил Дмитриевич, кандидат технических наук, доцент кафедры подъёмно-транспортных и дорожных машин; руководитель учебно-научно-исследовательской лаборатории «Инновационные вибрационные машины и оборудование». E-mail: mail_mihail@mail.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Воробьёв Николай Дмитриевич, кандидат технических наук, профессор кафедры теоретической механики. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. E-mail: vnd@intbel.ru. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Иванов Владислав Иванович, магистрант кафедры подъёмно-транспортных и дорожных машин. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. E-mail: vladislavivanovmts21@yandex.ru. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Поступила в июне 2019г.

© Герасимов М.Д., Воробьёв Н.Д., Иванов В.И., 2019

***Gerasimov M.D., Vorobiev N.D., Ivanov V.I.**

Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhova

Russia, 308012, Belgorod, st.Kostyukova, 46

**E-mail: mail_mihail@mail.ru*

OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF TWO-STAGE VIBRATION MECHANISM WITH ASYMMETRIC OSCILLATIONS BY DYNAMIC COEFFICIENT

Abstract. *The mechanisms with asymmetric vibrations is the priority direction of development and creation of vibration devices for technological processes in the coming years. Mechanisms with asymmetric vibrations are constructively created on the basis of vibrators with directional vibrations in the form of steps, which differ from each other in the mass of unbalances, the radius of displacement of the center of mass from the axis of rotation and the frequency of rotation of the unbalanced shaft. The simplest device with asymmetric oscillations is a two-stage mechanism. Optimization of parameters of vibrators of each stage can be carried out according to the coefficient of dynamism of the oscillatory system. Rational parameters of the mechanism are consistent with the highest value of the coefficient of dynamism of the system. Currently, there is no method of design calculation for the translation of circular, elliptical and equally directed oscillations into asymmetric*

ones. The article presents the method of calculation associated with the translation of the parameters of vibration devices with circular, elliptical and equally directed vibrations into asymmetric ones with the highest coefficient of dynamism.

Keywords: unbalance vibrator, asymmetrical vibrations, vibration mechanism steps, dynamic coefficient, driving force.

REFERENCES

1. Vibrating machines in the construction and production of building materials. Directory [Vibracionnye mashiny v stroitel'stve i proizvodstve stroitel'nyh materialov]. Ed. V.A. Bauman. Engineering. M., 1970. (rus)

2. Blekhman I.I. Theory of vibration processes and devices. Vibration mechanics and vibration technology [Teoriya vibracionnyh processov i ustroystv. Vibracionnaya mekhanika i vibracionnaya tekhnika]. SPb., Ore and Metals Publishing House, 2013. 640 p. (rus)

3. Weisberg LA, Zagoratsky, L.P., Turkin, V.Ya. Vibrating crushers. Fundamentals of calculation, design and technological applications [Vibracionnye drobilki. Osnovy raschyota, proektirovanie i tekhnologicheskogo primeneniya]. Ed. L. A. Vaisberg SPb.: Publishing House VSEGEI. 2004. 306. (rus)

4. Gerasimov M.D. The method of obtaining the directed mechanical vibrations for practical application in technological processes [Sposob polucheniya napravlennykh mekhanicheskikh kolebanij dlya prakticheskogo primeneniya v tekhnologicheskikh processah]. Construction and road machines. 2014. No. 1. Pp. 35–38. (rus)

5. Gerasimov M.D., Stepanishchev V.A. Theoretical studies of asymmetric driving force of vibratory pile drivers [Teoreticheskie issledovaniya polu-

cheniya asimmetrichnoj vynuzhdayushchej sily vibropogruzhatel'ej]. Fundamental research. 2014. No. 5. Part 3. Pp. 473–476. (rus)

6. Gerasimov M.D., Mkrtychev O.V., Glagolev S.N., Gerasimov D.M., Lатышев S.S. Method of Determination of Vibrating Screens Oscillation's Amplitude in a Characteristic Point for Plane Motion. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2016. Vol.11, No 20, October. Pp. 12295–12301.

7. Gerasimov M.D., Glagolev S.N., Gerasimov D.M., Mkrtychev O.V. Determination Of The Driving Force's Asymmetry Factor And The Vibrostand's Work's Analysis. International Journal of Applied Engineering Research, 2015. Vol. 10. No. 24. Pp. 45392–45398.

8. Gerasimov M.D. Addition of oscillations in vibration exciters [Slozhenie kolebanij v vibrovozbuditel'nykh]. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2016. No.3. Pp. 116–122 (rus)

9. Kleibl A., Heichel Ch. Patent US 7,804,211. B06B 1/16. 2010. Vibration Generator. Prior Publication Data US2009/0243410A1, 1.10.2009.

10. Gerasimov M.D., Vorobev N.D., Gerasimov D.M., Stepanishchev V.A. Study of a multi-stage vibration mechanism with directional oscillations of each step [Issledovanie mnogostupenchatogo vibracionnogo mekhanizma s napravlennymi kolebaniyami kazhdoj stupeni]. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2017. No.3. Pp. 88–93. (rus)

Information about the authors

Gerasimov, Mikhail D. PhD, Associate professor. E-mail: mail_mihail@mail.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, ul. Kostyukov, 46.

Vorobiev, Nikolay D. PhD, Professor. E-mail: vnd@intbel.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, ul. Kostyukov, 46.

Ivanov, Vladislav I. Graduate student. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, ul. Kostyukov, 46. E-mail: vladislavivanovmts21@yandex.ru.

Received in June 2019

Для цитирования:

Герасимов М.Д., Воробьев Н.Д., Иванов В.И. Оптимизация параметров двухступенчатого вибрационного механизма с асимметричными колебаниями по коэффициенту динамичности // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2019. № 10. С. 149–153. DOI: 10.34031/article_5db3fdb0e8c532.45857437

For citation:

Gerasimov M.D., Vorobiev N.D., Ivanov V.I. Optimization of parameters of two-stage vibration mechanism with asymmetric oscillations by dynamic coefficient. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2019. No. 10. Pp. 149–153. DOI: 10.34031/article_5db3fdb0e8c532.45857437