

DOI: 10.34031/2071-7318-2022-7-10-107-114

***Рязанцев В.Г., Герасимов М.Д., Любимый Н.С., Польшин А.А., Тихонов А.А.**

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

*E-mail: vladeslav390@gmail.com

ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ВИБРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ГЕНЕРИРОВАНИЯ АСИММЕТРИЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Аннотация. Вибрационные устройства занимают большой кластер в строительной и дорожно-строительной индустрии. Усовершенствование всех вибрационных машин начинается, прежде всего, с вибрационного устройства, как основного рабочего органа машины. В основном, в качестве вибрационных устройств для всей дорожно-строительной техники рабочим органом выступал вибратор. Изначально, использовались вибраторы с круговыми колебаниями, которые не настолько эффективны и не всегда достаточны для выполнения специальных работ по погружению свай в грунт и также извлечению их из почвы. Вибрационные установки с асимметричными колебаниями все чаще начали находить своё применение в строительном производстве. К примеру, при забивке свай используют копровые установки. Их принцип работы аналогичен по своему действию работе вибрационной установке с асимметричными колебаниями. Однако, вибрационная установка с асимметричными колебаниями при повороте направления действия вынуждающей силы в противоположном направлении, не вниз, а вверх, позволяет также извлекать из грунта отработавшие свой срок сваи и шпунты. Исходя из выше перечисленного, мы предлагаем описание, методику расчетов оптимальных значений коэффициента асимметрии, вынуждающей силы и излагаем принцип работы физической модели вибрационной установки с двумя ступенями генерирования асимметричных колебаний, состоящей из типового вибрационного оборудования: первая ступень: стол марки ЭВ-341 и вторая ступень: вибратор направленных колебаний марки ИВ-99Б, выпускаемых «ООО Ярославский завод «Красный маяк».

Ключевые слова: вибратор, вибростол, колебания круговые, направленные, асимметричные, коэффициент асимметрии.

Введение. Конструкции вибрационных устройств с асимметричными колебаниями уже достаточно широко освещаются в технической литературе и периодических технических изданиях [1–5]. В общем случае, простое вибрационное устройство с асимметричными колебаниями представляет собой два последовательно установленных вибратора с направленными колебаниями, образующими единый механизм. Каждый, из двух, вибраторов имеет свою неуравновешенную массу дебаланса, m_1 и m_2 , и эксцентриситет, r_1 и r_2 . Угловые скорости дебалансных валов первого и второго вибратора находятся в соотношении $\omega_2 = 2 \cdot \omega_1$. В технической литературе, однако, не в полной мере освещены вопросы натуральных экспериментальных исследований. Имеются некоторые публикации [6–7], относящиеся к экспериментальным исследованиям асимметричных колебаний, проведенные на лабораторном оборудовании. Внедрение вибрационных устройств с асимметричными колебаниями в конструкции строительных и дорожно-строительных машин является сложным техническим и психологическим процессом. Поэтому, представляет интерес проведение экспериментальных исследований получения асимметричных колебаний на штатном вибрационном оборудовании, выпускаемом как отечественными, так и зарубежными промышленными предприятиями.

Материалы и методы. Попытки по реализации вибрационных установок с асимметричными колебаниями предпринимались ранее рядом инженеров и исследователей. Эти результаты нашли отражение в ряде работ [3–6]. В настоящее время идут процессы формирования методики расчёта и проектирования вибрационных устройств с асимметричными колебаниями. Также, продолжается формирование терминов и определений, относящихся к вибрационным устройствам с асимметричными колебаниями. Некоторые исследования интересны тем, что в них полученные результаты и рекомендуемые параметры колебаний не формулируют поставленную задачу получения асимметричных колебаний, но подразумевают получение несимметричных колебаний, которые также могут называться асимметричными. В научных работах [1, 2] ещё не вводится численного значения параметра, которым можно оценивать величину соотношения составляющих максимальной вынуждающей силы, действующей в одном, например, положительном, направлении ($+F_{max}$) и в противоположном, например, отрицательном направлении ($-F_{max}$). В трудах [4–6] четко дано определение, характеризующее величину несимметрии вынуждающей силы, которая называется коэффициентом динамичности вибрационной установки (k_d) или коэффициент асимметрии вынуждающей силы (k_a), при этом:

$$k_d = k_a = \frac{+F_{max}}{|-F_{max}|} \geq 1,0 \quad (1)$$

Равенство $k_d = 1,0$ характерно для равнонаправленных, симметричных относительно нейтральной линии, колебаний.

Основная часть. Практика проектирования, создания и выпуска промышленных вибраторов имеет несколько вариантов и образцов вибрационных устройств с направленными, симметричными, колебаниями. Особый интерес представ-

ляет создание условий получения, генерирования, асимметричных колебаний с использованием штатного вибрационного оборудования с направленными колебаниями.

В качестве штатного вибрационного оборудования экспериментальной установки для получения асимметричных колебаний приняты: нижняя, первая, ступень – вибрационный стол марки ЭВ-341, укомплектованный двумя вибраторами ИВ-05-50 и верхняя, вторая, – вибратор марки ИВ-99Б ООО Ярославский завод «Красный маяк». (табл. 1) и (табл. 2).

Таблица 1

Технические характеристики вибростола ЭВ-341 [8]

Наименование показателей, единицы измерения	Значение
Амплитуда колебаний (расчетная), мм	0,2...0,4
Грузоподъемность (max), кг	150
Частота колебаний, мин ⁻¹	3000
Мощность потребляемая, кВт	1,0
Тип вибратора	ИВ-05-50
Количество вибраторов, шт	2
Мощность потребляемая вибратором, кВт	0,5
Напряжение вибратора, В	380, 42, 220
Частота тока вибратора, Гц	50
Габаритные размеры вибратора, мм	
Длина	730
Ширина	480
Высота	720
Масса вибростола, кг	145

Таблица 2

Паспортные значения параметров вибраторов ИВ-05-50 и ИВ-99Б [9]

Наименование показателей	ИВ-05-50	ИВ-99Б
	Значение	
Частота колебаний, Гц (кол/мин): синхронная холостого хода, не менее	50 (3000) 46,3 (2775)	50 (3000) 46,3 (2775)
Максимальная вынуждающая сила, кН при синхронной частоте колебаний	5,0	5,0
Максимальный статический момент дебаланса, кг·см	5,1	5,1
Мощность, кВт: номинальная номинальная потребляемая, не более	0,25 0,50	0,25 0,50
Номинальное напряжение, В	18; 42; 220; 380	18; 42; 220; 380
Номинальный ток, А	20,0; 9; 1,9; 1,1	20,0; 9; 1,9; 1,1
Частота тока, Гц	50	50
Тип вибрационного механизма	дебалансный регулируемый	дебалансный регулируемый
Тип электродвигателя	асинхронный трехфазный с короткозамкнутым ротором	асинхронный трехфазный с короткозамкнутым ротором
Класс изоляции	F	F
Масса вибратора, кг	15	15
Степень защиты по ГОСТ 17494-87	IP66	IP66

В конструкции вибраторов ИВ-05-50 и ИВ-99Б предусмотрена возможность получения шести значений вынуждающей силы при различных установках составных дебалансов, (рис. 1).

Величина вынуждающей силы пары дебалансов, при постоянном значении массы, изменяется с изменением эксцентриситета, который зависит от величины угла установки между центром вращения и центрами массы дебалансов. Так,

наименьшее значение вынуждающей силы соответствует положение I, а наибольшее – положение VI. Данное условие позволяет формировать двухступенчатое вибрационное устройство с асимметричными колебаниями.

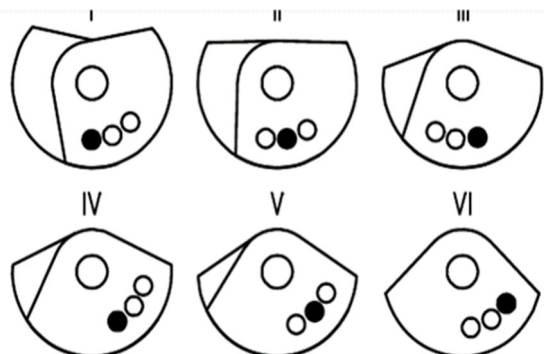


Рис. 1. Схема установки дебалансов вибраторов ИВ-05-50 и ИВ-99 для получения заданной величины вынуждающей силы

В зависимости от схемы установки дебалансов, (рис. 1), получают шесть значений статического момента, $M_{ст} = m \cdot r$, (табл. 3).

Таблица 3

Статические моменты дебалансов

Положение дебалансов согласно рис. 1		ИВ-05-50, ИВ-99Б	
		Статический момент дебалансов	Вынуждающая сила при синхронной частоте колебаний
			Вынуждающая сила при частоте колебаний холостого хода
		кг·см	кН
Схема по рис. 1.	I	2,55	2,5/1,9
	II	3,45	3,4/2,6
	III	4,2	4,1/3,2
	IV	4,6	4,5/3,5
	V	4,9	4,8/3,7
	VI	5,1	5,0/3,9

В зависимости от схемы установки дебалансов, (рис. 1), получают шесть значений статического момента, $M_{ст}$ (кг·см): $M_{ст1} = 2.55$, $M_{ст2} = 3.45$, $M_{ст3} = 4.2$, $M_{ст4} = 4.6$, $M_{ст5} = 4.9$, $M_{ст6} = 5.1$.

Величина вынуждающей силы, F (кН), при синхронном вращении дебалансных валов составляет: $F_1 = 2.5$, $F_2 = 3.4$, $F_3 = 4.1$, $N_4 = F_5$, $F_5 = 4.8$, $F_6 = 5.0$ кН.

Конструктивная модель вибрационной установки с двумя ступенями для генерирования асимметричных колебаний состоит, (рис. 2), из

вибростола 1 с вибраторами ИВ-05-50 2, вибратора ИВ-99Б 3, установленного на вибростоле с использованием монтажной плиты 4.

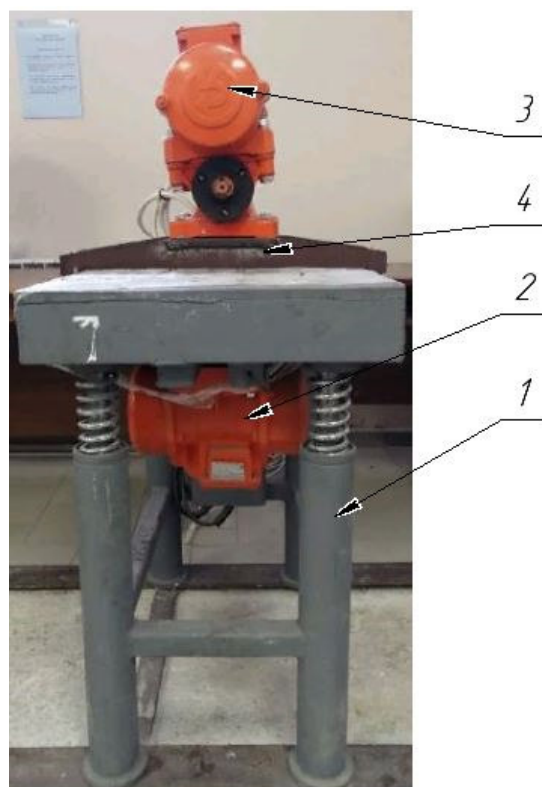


Рис. 2. Физическая модель двухступенчатой вибрационной установки для генерирования асимметричных колебаний

1 – вибростол; 2 – вибраторы вибростола ИВ-05-50; 3 – вибратор направленных колебаний ИВ-99Б; 4 –монтажная плита

Данная компоновочная схема вибрационной установки позволяет достичь идеальных значений и характеристик, которые определены техническими параметрами завода изготовителя. Дополнительным устройством является монтажная плита, жестко закреплённая на вибростоле. На монтажной плите жёстко закреплён вибратор ИВ-99Б. Вибрационное устройство, рис. 2, позволяет работать по отдельности вибраторы первой, нижней, и второй, верхней ступени. Причём, частота вращения дебалансных валов может регулироваться в достаточно широком диапазоне.

Для пуска в работу и управления частотой вращения дебалансных валов вибраторов служат шкафы управления (рис. 3).

Конструкция физической модели позволяет осуществлять регулирование или управление следующими параметрами: частотой вращения, (n , об/мин); угловой скоростью, (ω , рад/с), дебалансных валов, величиной вынуждающей силы, (F , кН), плавно и величиной статического момента дебаланса, ($M_{ст}$, кг·м), ступенчато.

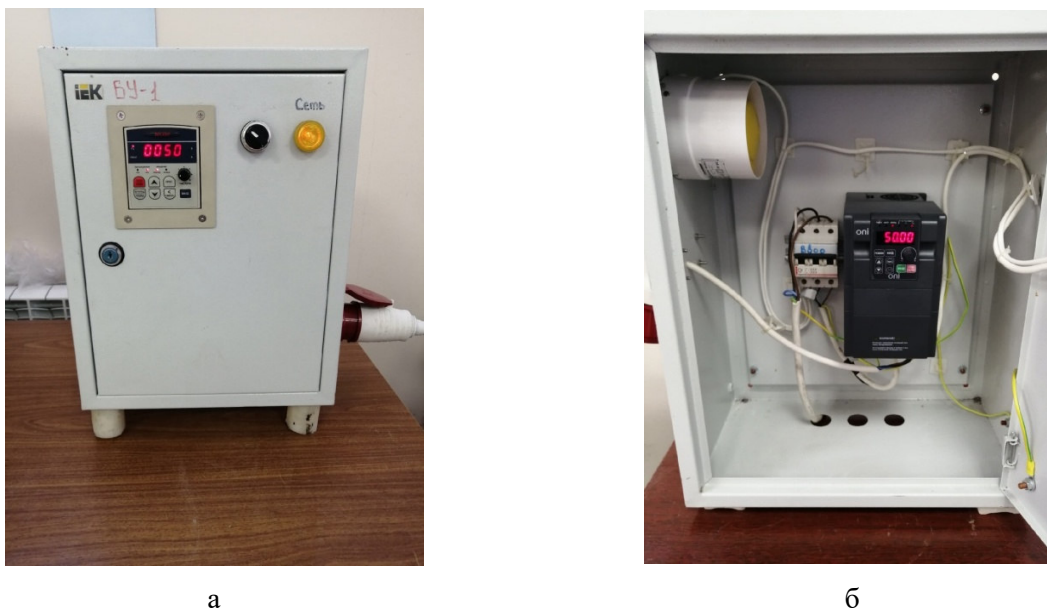


Рис. 3. Шкаф управления вибраторами вибростола (а) и вибратора ИВ-99Б (б)

Целью проведения экспериментальных исследований является определение влияния параметров вибрации на коэффициент асимметрии вынуждающей силы, $k_{ac.F}$ [8–11]

$$k_{ac.F} = \frac{|F_+|}{|F_-|} \quad (2)$$

где $|F_+|$ – модуль величины вынуждающей силы на положительной стороне графика изменения в пределах периода колебаний, кН; $|F_-|$ – тоже, на отрицательной стороне, кН.

Таким образом, определяем взаимосвязь коэффициента асимметрии вынуждающей силы $k_{ac.F}$, в зависимости от основных параметров колебаний и их комбинаций [12–15]:

$$k_{ac.F} = f(\omega_1, \omega_2, r_1, r_2, M_{ст1}, M_{ст2}, \varphi_1, \varphi_2) \quad (3)$$

где φ_1 и φ_2 – начальные фазы колебаний дебалансов первой и второй ступени, соответственно. Технически, изменение параметров осуществляется следующим образом. Частота вращения дебалансов вибростола и вибратора ИВ-99Б регулируется преобразователями частоты ИЕК ONI A150 и ВЕСПЕР Е2-8300 с пультов управления. Величина статического момента дебалансов устанавливается перед началом эксперимента путём изменения схемы установки дебалансов на роторе, (рис. 4).



Рис. 4. Схема установки дебалансов первой (а) и второй (б) ступени двухступенчатого вибратора с асимметричными колебаниями

Для получения асимметричных колебаний с наибольшим значением величины коэффициента асимметрии вынуждающей силы, $k_{ac.F}=2,0$ необходимо выполнить следующие условия: кратное соотношение угловых скоростей вибрационных валов первой и второй ступени, $\omega_2 = 2 \cdot \omega_1$. Соотношение величины суммарных статических

моментов первой и второй ступени рекомендуется принимать [3] в пределах: $\frac{M_{ст1}}{M_{ст2}} = 6.1 \dots 10$. Такое соотношение вынуждающих сил позволяет получить коэффициент асимметрии силы близкий к 2.0. Это значение достигается необходимым перебором исходных параметров, таких как

масса и эксцентриситет дебалансов. Мы рекомендуем [16] использовать не соотношения величин статических моментов, а величин максимальных вынуждающих сил. Так, для двухступенчатого вибрационного устройства с асимметричными колебаниями, сначала определяется или принимается величина вынуждающей силы, определяемая по требованиям технологических расчётов, $F_{\text{техн}}$. Затем технологическая вынуждающая сила разбивается на две составляющие: F_1 и F_2 , каждая в заданном соотношении:

$$F_{\text{техн}} = F_1 + F_2 = 0,67 \cdot F_{\text{техн}} + 0,33 \cdot F_{\text{техн}}$$

Для вынуждающей силы $F_{\text{техн}} = 5,0 \text{ кН}$, соотношение вынуждающих сил первой и второй ступени составят, соответственно: $F_1 = 0,67 \cdot 5,0 = 3,3 \text{ кН}$, $F_2 = 0,33 \cdot 5,0 = 1,7 \text{ кН}$. Принимая частоты вращения дебалансных валов, соответственно: $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$ и $n_2 = 3000 \text{ об/мин}$, получаем расчётные значения искомых величин вынуждающих сил и график их изменения в пределах одного периода, рис. 5.

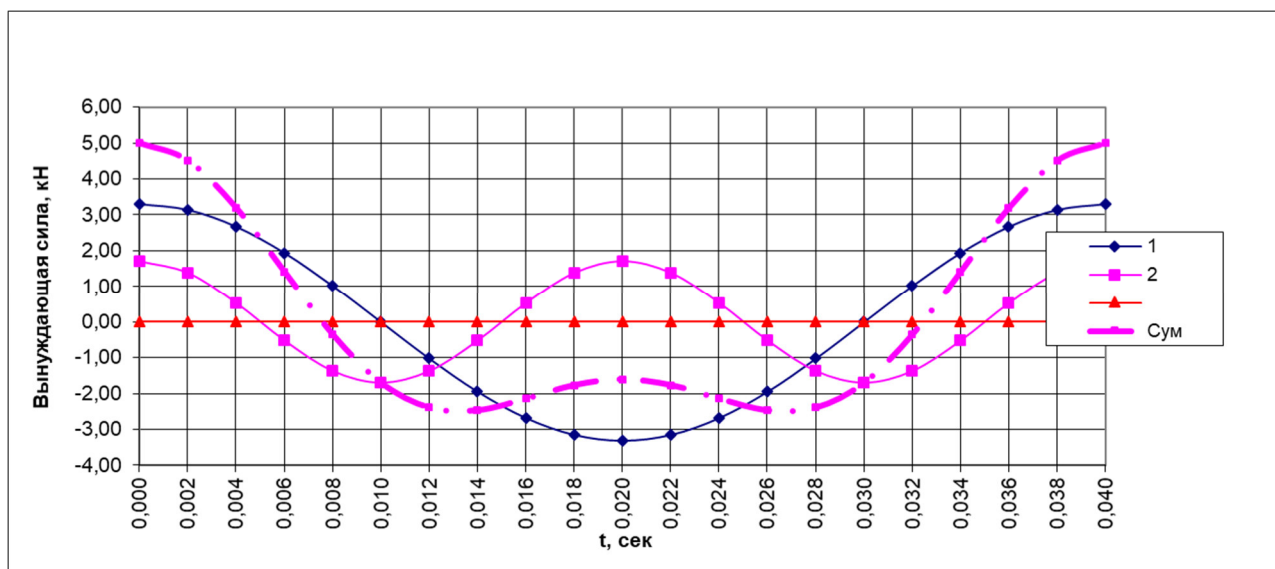


Рис. 5. График изменения асимметричной вынуждающей силы ($F_{\text{сумм}} = 5,0 \text{ кН}$) в пределах одного периода колебаний

Для фиксирования и измерения параметров вибрации установка оснащена виброизмерительной аппаратурой.

Выводы

1. В данной работе получены новые результаты научных исследований по созданию физической модели двухступенчатой вибрационной установки для генерирования асимметричных колебаний, позволяющей на штатных образцах промышленного вибрационного оборудования провести сравнительные эксперименты по оценке теоретических выводов, полученных ранее.

2. Описана методика расчёта оптимальных значений коэффициента асимметрии вынуждающей силы при сложении двух и более направленных механических колебаний.

3. Изложен принцип работы физической модели для забивки или извлечения свай в строительном производстве.

Источник финансирования. Исследование выполнено за счет научного проекта № МЛ-6/21 от 22.11.21 г. по теме: «Повышение эффективности процесса получения деталей строительных машин из композитных материалов, за счёт

применения топологической оптимизации формы».

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Челомей В.Н. Вибрации в технике: Справочник Т. 4. М., 1981. 509 с.
2. Primož O., Janko S., Miha B. Harmonic equivalence of the impulse loads in vibration fatigue // Journal of Mechanical Engineering. 2019. Vol. 65. Pp. 631–640. DOI:10.5545/sv-jme.2019.6197
3. Пат. 7804211, США, МПК В06В1/166. Вибровозбудитель / А. Клейбл, К. Хейлель; заявитель и патентообладатель АВИ GmbH. № 20080218013; заявл. 07.03.2007; опубл. 06.10.2009 Бюл. №1. 4 с.
4. Анахин В.Д. Графоаналитический метод моделирования динамики систем с асимметричными колебаниями // Вестник бурятского государственного университета. 2018. № S2. Том 1. С. 223–228.
5. Gerasimov M.D., Romanovich M.A., Vorobiev N.D., Amini E. Results of research to improve efficiency of vibrating machines // International Conference “Complex equipment of quality control laboratories”. IOP Conf. Series: Journal of Physics:

Conf. Series. 2018. No. 1118. 012015. doi:10.1088/1742-6596/1118/1/012015

6. Gerasimov M., Vorobiov N., Romanovich M., Amini E. The dynamic factor determination of the vibration mechanism with asymmetric vibrations // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. No. 698. 066039. doi:10.1088/1757-899X/698/6/066039

7. Lubimyi, N.S., Annenko, D.M., Cherpchurov, M.S., Kostoev, Z.M. The research of the temperature effect on a metal polymer during flat grinding of a combined metal polymer part // Australian Journal of Mechanical Engineering. 2020. Vol. 80. Pp. 1–13.

8. Герасимов М.Д., Любимый Н.С., Рязанцев В.Г. Методика проектирования вибропогружателей с асимметричными колебаниями // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2020. № 5. С. 135–142. DOI:10.34031/2071-7318-2020-5-5-135-142

9. Lubimyi N., Chetverikov B., Cherpchurov M., Odobesko I. A method of determination of average plane of taps of pipes by a triangulation method using an anthropomorphic robot // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 709. Issue 3. Pp. 1–8.

10. Герасимов М.Д. Способ получения направленных механических колебаний для практического применения в технологических процессах // Строительные и дорожные машины. 2014. №1. С. 35–38.

11. Бауман В.А. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. Справочник. М.: Машиностроение, 1970. 632 с.

12. Герасимов М.Д. Сложение колебаний в вибропогружателях // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2016. №3. С. 116–121.

13. Андриевский Б.Р., Гузенко П.Ю., Фрадков А.Л. Управление нелинейными колебаниями механических систем методом скоростного градиента // Автоматика и телемеханика. 1996. №4. С. 4–17

14. Fidlin A. Nonlinear oscillations in mechanical engineering. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag, 2006. 358 p.

15. Лавандела Э.Э. Вибрации в технике: Справочник. М.: Машиностроение, 1981. Т.4. 509 с.

16. Пат. 2740282, Российская Федерация, МПК E02D 7/18. Способ генерирования направленных инерционных асимметричных колебаний рабочего оборудования вибрационных машин/ М.Д. Герасимов; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова». №2020121504; заявл. 05.08.2020; опублик. 12.01.2021, Бюл. №2. 12 с.

Информация об авторах

Рязанцев Владислав Геннадьевич, аспирант кафедры подъемно-транспортных и дорожных машин. E-mail: vladslav390@gmail.com. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Герасимов Михаил Дмитриевич, кандидат технических наук, доцент кафедры подъемно-транспортных и дорожных машин. E-mail: mail_mihail@mail.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Любимый Николай Сергеевич, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры подъемно-транспортных и дорожных машин. E-mail: nslubim@bk.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Польшин Андрей Александрович, аспирант кафедры подъемно-транспортных и дорожных машин. E-mail: info@polshin.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Тихонов Александр Андреевич, магистрант кафедры подъемно-транспортных и дорожных машин. E-mail: cherep2240@rambler.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Поступила 07.04.2022 г.

© Рязанцев В.Г., Герасимов М.Д., Любимый Н.С., Польшин А.А., Тихонов А.А., 2022

***Ryazantsev V.G., Gerasimov M.D., Lubimyi N.S., Polshin A.A., Tihonov A.A.**
Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhova
**E-mail: vladeslav390@gmail.com*

PHYSICAL MODEL OF A TWO-STAGE VIBRATION INSTALLATION FOR GENERATING ASYMMETRIC OSCILLATIONS

Abstract. *Vibrating devices occupy a large cluster in the construction and road construction industry. The improvement of all vibration machines begins, first of all, with a vibration device, as the main working body of the machine. Basically, vibrators acted as a vibrating device for all road construction equipment. Initially, vibrators with circular vibrations were used, which are not so effective and not always sufficient for performing special work on driving piles into the ground and also extracting them from the soil. Vibratory systems with asymmetric vibrations are increasingly being used in the construction industry. For example, when driving piles, pile drivers are used. Their principle of operation is similar in its action to the operation of a vibration plant with asymmetric vibrations. However, a vibration plant with asymmetric oscillations, when the direction of the driving force is turned in the opposite direction, not down, but up, also makes it possible to extract worn-out piles and sheet piles from the soil. Based on the above, we propose a description, a method for calculating the optimal values of the asymmetry coefficient, driving force and set out the principle of operation of a physical model of a vibration plant with two stages of generating asymmetric vibrations, consisting of standard vibration equipment: the first stage: a table of the brand EV-341 and the second stage: vibrator of directional vibrations brand IV-99B, manufactured by OOO Yaroslavl Plant Krasny Mayak.*

Keywords: *vibrator, vibrating table, circular, directional, asymmetric oscillations, asymmetry coefficient.*

REFERENCES

1. Chelomey V.N. Vibration in technology. [Vibracii v tekhnike]: Handbook T. 4. M.: 1981. 509 p. (rus)
2. Primož O., Janko S., Miha B. Harmonic equivalence of the impulse loads in vibration fatigue. *Journal of Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 65. Pp. 631–640. DOI:10.5545/sv-jme.2019.6197
3. Kleibl A, Heichel Ch. Vibration Generator. Patent US, no 7804211, 2009.
4. Anakhin V.D. A graphoanalytical method for modeling the dynamics of systems with asymmetric oscillations [Grafoanaliticheskij metod modelirovaniya dinamiki sistem s asimmetrichnymi kolebaniyami]. *Bulletin of the Buryat State University*. 2018. No. S2. Vol. 1. Pp. 223–228. (rus)
5. Gerasimov M.D., Romanovich M. A., Vorobiev N. D., E. Amini. Results of research to improve efficiency of vibrating machines. *International Conference “Complex equipment of quality control laboratories”*. IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series/ 2018. No. 1118. 012015. doi:10.1088/1742-6596/1118/1/012015
6. Gerasimov M., Vorobiev N., Romanovich M., Amini E. The dynamic factor determination of the vibration mechanism with asymmetric vibrations. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. No. 698. 066039. doi:10.1088/1757-899X/698/6/066039
7. Lubimyi N.S., Annenko, D.M., Chepchurov, M.S., Kostoev, Z.M. The research of the temperature effect on a metal polymer during flat grinding of a combined metal polymer part. *Australian Journal of Mechanical Engineering*. 2020. Vol. 80. Pp. 1–13.
8. Gerasimov M.D., Lubimyi N.S., Ryazantsev V.G. Methodology of vibro loader design with asymmetric oscillations [Metodika proektirovaniya vibropogruzhatelej s asimmetrichnymi kolebaniyami]. *Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov*. 2020. Vol. 5. Pp. 135–142. (rus)
9. Lubimyi N., Chetverikov B., Chepchurov M., Odobesko I. A method of determination of average plane of taps of pipes by a triangulation method using an anthropomorphic robot. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 709. Issue 3. Pp. 1–8.
10. Gerasimov M.D. Method of obtaining directional mechanical vibrations for practical application in technological processes [Sposob polucheniya napravlennyh mekhanicheskikh kolebanij dlya prakticheskogo primeneniya v tekhnologicheskikh procesah]. *Bulletin of the Construction and road machines*. 2014. No. 1. Pp. 35–38. (rus)
11. Bauman V.A. Vibrating machines in construction and building materials production [Vibracionnye mashiny v stroitel'stve i proizvodstve stroitel'nyh materialov]. *Directory*. M.: Mashinostroenie, 1970. 632 p. (rus)
12. Gerasimov M.D. Addition of vibrations in vibratory drivers [Dobavlenie vibracij v vibropogruzhately]. *Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov*. 2016. No. 3. Pp. 116–121. (rus)
13. Andrievsky B.R., Guzenko P.Yu., Fradkov A.L. Control of Nonlinear Oscillations of Mechanical Systems by the Speed Gradient Method [Upravlenie nelinejnymi kolebaniyami mekhanicheskikh sistem metodom skorostnogo gradienta]. *Bulletin of Automation and Telemechanics*. 1996. No. 4. Pp. 4–17. (rus)

14. Fidlin A. Nonlinear oscillations in mechanical engineering. Berlin, Heidelberg. Springer-Verlag, 2006. 358 p.

15. Lavandel E.E. Vibrations in Engineering. [Vibracii v tekhnike]: A Handbook. M.: Mechanical Engineering, 1981. V.4. 509 p. (rus)

16. Gerasimov M.D. Method for generating directed inertial asymmetric oscillations of the working equipment of vibration machines. Patent RF, no. 2020121504, 2020.

Information about the authors

Ryazantsev, Vladislav G. Postgraduate student. E-mail: vladeslav390@gmail.com. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

Gerasimov, Mihail D. PhD, Assistant professor. E-mail: mail_mihail@mail.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

Lubimyi, Nikolay S. Senior lecture. E-mail: nslubim@bk.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

Polshin, Andrey A. Postgraduate student. E-mail: info@polshin.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

Tihonov, Aleksandr A. Master student. E-mail: cherep2240@rambler.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

Received 07.04.2022

Для цитирования:

Рязанцев В.Г., Герасимов М.Д., Любимый Н.С., Польшин А.А., Тихонов А.А. Физическая модель двухступенчатой вибрационной установки для генерирования асимметричных колебаний // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2022. № 10. С. 107–114. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-7-10-107-114

For citation:

Ryazantsev V.G., Gerasimov M.D., Lubimyi N.S., Polshin A.A., Tihonov A.A. Physical model of a two-stage vibration installation for generating asymmetric oscillations. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2022. No. 10. Pp. 107–114. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-7-10-107-114