

ИССЛЕДОВАНИЯ ЯВЛЕНИЯ АСИММЕТРИИ ВЫНУЖДАЮЩЕЙ СИЛЫ ПРИ СЛОЖЕНИИ КОЛЕБАНИЙ ДВУХ ВИБРАТОРОВ НАПРАВЛЕННОГО ДЕЙСТВИЯ

mail_michail@mail.ru

Глаголев С.Н., д-р экон. наук, проф.,
Герасимов М.Д., канд. техн. наук, доц.,
Мкртычев О.В., инженер,

Герасимов Д.М., магистрант
*Белгородский государственный технологический
университет им. В. Г. Шухова*

Аннотация. В статье приведен анализ работы вибрационного стенда и определение условий получения наибольшего коэффициента асимметрии вынуждающей силы, когда вибростенд состоит из двух пар виброралов, на каждом из которых располагается по два дебаланса.

Ключевые слова: вибромодуль, вибрационный стенд, вибрация, дебаланс, асимметрия суммарной силы, коэффициент асимметрии.

В промышленности производства строительных и дорожно-строительных материалов, строительных и дорожно-строительных работ вибраторы общего назначения получили широкое распространение. Особое место занимают вибраторы направленного действия [1,2,3,4].

В работах [5,6,7,8,9] изложены теоретические и практические результаты исследований вибраторов планетарного типа с направленными колебаниями. На практике широко используются дебалансные и кривошипно-шатунные [10] вибровозбудители. Для создания асимметричных колебаний важную роль играет методика получения наибольшего значения коэффициента асимметрии при наименьшем количестве ступеней.

Показано [11,12,13,14], что с помощью многоступенчатого вибрационного механизма можно достигать значений коэффициента асимметрии более 10. Однако, на практике бывает достаточно иметь две ступени, тогда встаёт вопрос о наибольшем значении коэффициента асимметрии при малом числе ступеней.

Механические колебания в технике характеризуются рядом параметров, среди которых выделим для целей этой статьи направление вынуждающей силы, асимметричную форму колебаний в случае сложения нескольких вынуждающих сил и коэффициент асимметрии.

Методика исследований в статье основана на классической теории механических колебаний, изложенной в учебной и научной литературе, для решения вновь сформулированной технической задачи.

Для экспериментального исследования параметров асимметричных колебаний авторами статьи разработана модель и создан опытно-промышленный образец вибростенда с шестью парами вибровалов (рис. 1). На каждом вибровалу находится по два дебаланса (рис. 2). Получение асимметричной вынуждающей силы основано на сложении двух и более механических колебаний, имеющих разные частоты колебаний, массы дебалансов и статические моменты дебалансов.



Рисунок 1 – Опытно-промышленный образец вибростенда



Рисунок 2 – Комплект одной пары валов с дебалансами

В данной работе анализируется динамика работы данного вибростенда, в предположении работы 2 вибровалов.

Данные для анализа.

Дебаланс первой пары вибрвалов:

частота вращения $n_1 = 500$ об/мин, эксцентриситет $e_1 = 36,08$ мм, масса одного дебаланса $m_1 = 2544,60$ г, статический момент дебаланса $M_1 = m_1 \cdot e_1 \approx 0,092$ кг·м.

Дебаланс второй пары вибрвалов:

частота вращения $n_2 = 1000$ об/мин, эксцентриситет $e_2 = 16,36$ мм, масса одного дебаланса $m_2 = \underline{876,97}$ г, статический момент дебаланса $M_2 = m_1 \cdot e_1 \approx 0,015$ кг·м.

За начальное положение каждого дебаланса считаем нижнее положение, угол поворота γ отсчитываем от этого направления (ось координат направлена вниз).

Составляющая центробежной силы инерции каждого дебаланса первой пары на вертикальное направление будет соответственно равна:

$$f_1(t) = M_1 \omega_1^2 \cos \gamma_1 = m_1 e_1 \left(\frac{\pi n_1}{30} \right)^2 \cos \left(\frac{\pi n_1}{30} t \right). \quad (1)$$

Общая сила на первом вибрвалу будет равна по модулю сумме четырёх составляющих вида (1):

$$F_1(t) = 4m_1 e_1 \left(\frac{\pi n_1}{30} \right)^2 \cos \left(\frac{\pi n_1}{30} t \right). \quad (2)$$

Аналогично, для второго дебаланса и второго вибрвала получим

$$f_2(t) = m_2 e_2 \left(\frac{\pi n_2}{30} \right)^2 \cos \left(\frac{\pi n_2}{30} t \right), \quad (3)$$

$$F_2(t) = 4m_2 e_2 \left(\frac{\pi n_2}{30} \right)^2 \cos \left(\frac{\pi n_2}{30} t \right). \quad (4)$$

Таким образом, суммарная сила вибростенда в случае работы двух пар вибрвалов будет равна

$$F(t) = 4 \left[m_1 e_1 \left(\frac{\pi n_1}{30} \right)^2 \cos \left(\frac{\pi n_1}{30} t \right) + m_2 e_2 \left(\frac{\pi n_2}{30} \right)^2 \cos \left(\frac{\pi n_2}{30} t \right) \right]. \quad (5)$$

При наших численных данных получим (5) в виде:

$$\begin{aligned} F(t) &= 4[0,092 \cdot 2741,56 \cdot \cos(52,36t) + \\ &\quad + 0,015 \cdot 10966,23 \cdot \cos(104,72t)] = \\ &= 4035,58 \cos(52,36t) + 164,50 \cos(104,72t). \quad (6) \end{aligned}$$

Задача о сложении двух колебаний рассматривалась ранее [1]. График функции (6) показан на рис. 3.

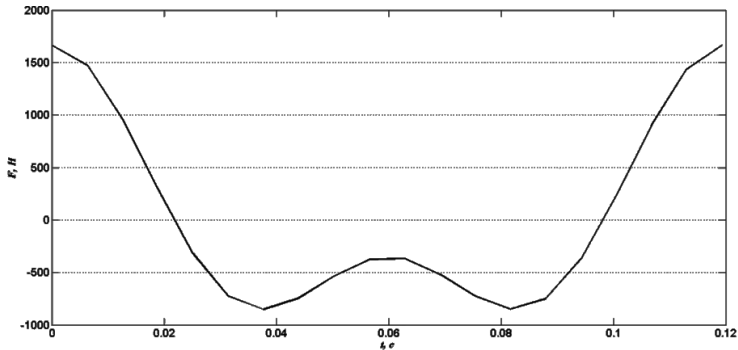


Рисунок 3 – Зависимость суммарной силы вибростенда от времени при работе двух виброравновесителей

При заданных условиях получим коэффициент асимметрии k_{ac} равный 1,958, так как $F_{max} \approx 1666,87$ Н и $F_{min} \approx -851,24$ Н и

$$k_{ac} = \left| \frac{F_{max}}{F_{min}} \right| = \frac{4200,08}{3833,98} \approx 1,958. \quad (7)$$

Попробуем изменять статические моменты инерции M_1 и M_2 в пределах $M_1 = 0,078 \dots 0,106$ кг·м и $M_2 = 0,012 \dots 0,018$ кг·м с шагом в 0,001 кг·м. Следовательно, мы будем рассматривать (5) как функцию от двух параметров M_1 и M_2 :

$$F(M_1, M_2) = 4 \left[M_1 \left(\frac{\pi n_1}{30} \right)^2 \cos \left(\frac{\pi n_1}{30} t \right) + M_2 \left(\frac{\pi n_2}{30} \right)^2 \cos \left(\frac{\pi n_2}{30} t \right) \right], \quad (8)$$

что при наших численных условиях даст выражение:

$$F(M_1, M_2) = M_1 \cdot 10966,24 \cos(52,36t) + M_2 \cdot 43864,92 \cos(104,72t), \quad (9)$$

Исследование этого выражения позволяет утверждать, что при значениях статических моментов дебалансов $M_1 = 0,104$ и $M_2 = 0,012$ и при заданных условиях работы, можно получить максимальное значение коэффициента асимметрии (7) равно $k_{ac} = 2,032$.

В таблице 1 даны величины коэффициента асимметрии k_{ac} при некоторых значениях статических моментов дебалансов.

Таблица 1 – Величина коэффициента асимметрии k_{ac} при изменении статических моментов дебалансов

M_1 кг·м	M_2 , кг·м				
	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016
0,078	1,9741	1,8508	1,6554	1,5293	1,4453
0,085	1,9918	1,8731	1,7075	1,5718	1,4811
0,092	2,0078	1,8940	1,7589	1,6138	1,5166
0,099	2,0226	1,9137	1,8096	1,6554	1,5517
0,106	2,0274	1,9322	1,8490	1,6965	1,5866

В частности, рассмотрим также изменение коэффициента асимметрии k_{ac} при постоянном значении статического момента первого дебаланса $M_1 = 0,092$ кг·м и переменном значении статического момента второго дебаланса M_2 , меняющемся в пределах от 0,008 кг·м до 0,018 кг·м с шагом в 0,00025 кг·м (табл.2):

$$F(M_2) = 1008,89 \cos(52,36t) + M_2 \cdot 43864,92 \cos(104,72t). \quad (10)$$

Таблица 2 – Значения коэффициента асимметрии k_{ac} от величины статического момента второго дебаланса M_2 при $M_1 = 0,092$ кг·м

M_2	0,008	0,00825	0,008	0,0087	0,009	0,0092	0,0095	0,0097
k_{ac}	1,907	1,921	1,935	1,947	1,959	1,971	1,984	1,996
M_2	0,01	0,01025	0,010	0,0107	0,011	0,0112	0,0115	0,0117
k_{ac}	2,008	2,020	2,031	2,030	2,025	2,021	2,016	2,012
M_2	0,012	0,01225	0,012	0,0127	0,013	0,0132	0,0135	0,0137
k_{ac}	2,008	2,004	2,000	1,996	1,992	1,988	1,984	1,980
M_2	0,014	0,01425	0,014	0,0147	0,015	0,0152	0,0155	0,0157
k_{ac}	1,977	1,972	1,968	1,963	1,958	1,954	1,949	1,945
M_2	0,016	0,01625	0,016	0,0167	0,017	0,0172	0,0175	0,018
k_{ac}	1,941	1,936	1,932	1,928	1,924	1,920	1,916	1,909

По данным табл. 2 построен график, рис. 4.

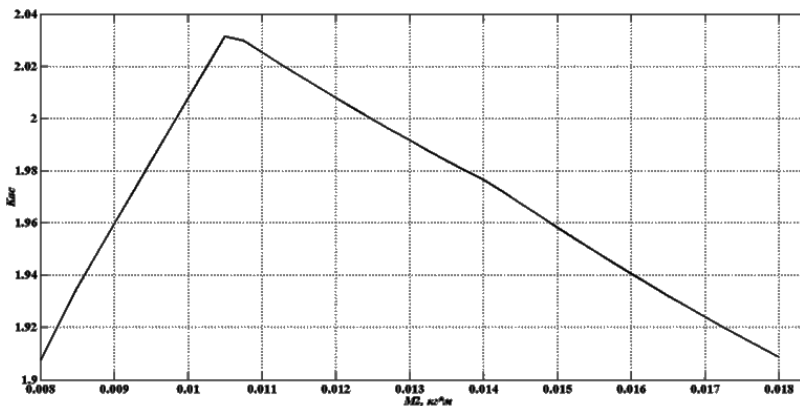


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента асимметрии k_{ac} от значения статического момента второго дебаланса M_2 при $M_1 = 0,092$ кг·м

Заключение. При условиях, поставленных в задаче исследований максимальное значение коэффициента асимметрии составляет $k_{ac} \approx 2,0314$ и получается оно при значении $M_2 \approx 0,0105$ кг·м. Таким образом,

определение наибольшего значения коэффициента асимметрии вынуждающей силы при работе двух вибраторов направленных колебаний, является вариационной задачей.

Выводы. В современных технологических вибрационных машинах с направленными колебаниями преобладают конструкции, которые обеспечивают возбуждение вынуждающей силы с равной величиной в обоих направлениях.

Существует целый ряд технологий, в которых целесообразно использовать асимметричную вынуждающую силу.

Эффективность асимметрии характеризуется коэффициентом асимметрии, равным отношению прямой «рабочей» к обратной «холостой» составляющей вынуждающей силы.

Задача определения величины коэффициента асимметрии при сложении двух и более механических колебаний является вариационной.

Работа выполнена в рамках Гранта РФФИ № 14-41-0843 «Разработка теоретических основ проектирования вибрационных модулей для технологических процессов сортировки, измельчения, уплотнения и погружения свай в грунт».

Исследования выполнены при финансовой поддержке РФФИ и Правительства Белгородской области в рамках проекта №14-41-08043 «р_офи_м», с использованием оборудования ЦВТ БГТУ им. В.Г. Шухова.

Список литературы:

1. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов: Справочник / Под. ред. В.А. Баумана и др. М.: Машиностроение. 1970. 548 с.
2. Герасимов М.Д., Исаев И.К. Способ направленных колебаний и устройство для его осуществления. Патент RU 2381078 C2, В06В 1/00, 24.12.2007.
3. Герасимов М.Д., Герасимов Д.М., Исаев И.К. и др. Одновальный планетарный вибратор направленных колебаний. Решение о выдаче патента по заявке RU 2012 133129 от 2014.01.13.
4. Герасимов М.Д. Способ получения направленных механических колебаний для практического применения в технологических процессах // Строительные и дорожные механизмы. 2014. №1. С. 35-38.
5. Герасимов М.Д., Герасимов Д.М. Определение закона движения, скорости и ускорения центра масс планетарного вибровозбудителя // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. 2013. №12. С. 8-11.
6. Герасимов М.Д., Алиматов Б.А., Герасимов Д.М., Чеботарев О.И. Направление совершенствования вибраторов направленного действия //

- Научно-технический журнал Ферганского политехнического института. Узбекистан (STJ Fer.PI). 2013. №3. С. 23-26.
7. Герасимов М.Д., Алиматов Б.А., Герасимов Д.М., Чеботарев О.И. Теоретические и экспериментальные исследования вибрационных параметров генератора направленных колебаний планетарного типа // Научно-технический журнал Ферганского политехнического института. Узбекистан (STJ Fer.PI). 2013. №4. С. 36-40.
 8. Герасимов М.Д., Герасимов Д.М. Определение закона движения, скорости и ускорения центра масс планетарного вибровозбудителя // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. Технические науки. 2013. №12. С. 8-12.
 9. Герасимов М.Д., Степанищев В.А. Теоретические исследования получения асимметричной вынуждающей силы вибропогружателей // Фундаментальные исследования. 2014. №5. Ч. 3. С. 473-476.
 10. Уральский А.В., Севостьянов В.С. Многофункциональный центробежный агрегат с параллельными помольными блоками // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2010. № 1. С. 106-111.
 11. Герасимов М.Д., Мкртычев О.В. Кинематический анализ вибрационного механизма планетарного типа // Science Time. 2014. № 4. С.44-57.
 12. Мкртычев О.В. Компьютерное моделирование при кинематическом анализе плоских механизмов // ТММ СПбГТУ. 2012. №1. С.46-53.
 13. Мкртычев О.В. Компьютерное моделирование при силовом расчёте плоских механизмов // Теория механизмов и машин. 2013. Т.11. № 21. С. 77-83.
 14. Глаголев С.Н., Герасимов М.Д., Мкртычев О.В. Создание асимметричных колебаний вибрационных модулей / Электронный ресурс / Региональная научно-техническая конференция по итогам конкурса ориентированных фундаментальных исследований по междисциплинарным темам, проводимого Российским фондом фундаментальных исследований и Правительством Белгородской области. Белгород. 2015.