

DOI: 10.12737/article\_58e61337dc87e3.47326544

Герасимов М.Д., канд. техн. наук, доц.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДА ПОВЫШЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА АСИММЕТРИИ ВЫНУЖДАЮЩЕЙ СИЛЫ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ВИБРАЦИОННОГО МЕХАНИЗМА НАПРАВЛЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ\*

mail\_mihail@mail.ru

Разработчики современных технологий производства строительных материалов и производства строительных работ всё чаще обращаются к использованию асимметричных направленных колебаний. Асимметричные направленные колебания имеют ряд преимуществ по сравнению с обычными, симметричными, направленными колебаниями. Методика получения асимметричных колебаний решается путём последовательного соединения нескольких ступеней элементарных вибраторов с направленными колебаниями. Такие методы получения асимметричных колебаний теоретически уже отработаны. Важным вопросом в развитии теории получения асимметричных колебаний является вопрос получения больших значений коэффициента асимметрии. Решению данной задачи посвящена настоящая статья.

**Ключевые слова:** вибратор, элементарный вибратор с направленными колебаниями, ступень элементарных вибраторов, многоступенчатый вибрационный механизм, вынуждающая сила, коэффициент асимметрии вынуждающей силы, ряд Фурье.

**Введение.** В области разработки вибрационных машин для технологических процессов постоянно ведутся научные работы и исследования [1–3], которые позволяют получать технологические и конструктивные параметры с высокой степенью обоснованности. Особую роль в современных вибрационных машинах приобретают механизмы, которые генерируют асимметричную вынуждающую силу [4–7].

Для выполнения ряда специальных работ, наряду с одновальными и двухвальными дебалансными вибраторами направленных колебаний, применяют мультивибрационные устройства. Технические решения с мультивибрационными устройствами дебалансного типа известны. Так, в патенте Великобритании GB № 88293; В06В1/16, 1961, [8] дано описание такого мультивибрационного устройства. Оно включает три ступени из пар синхронно вращающихся

в противоположных направлениях неуравновешенных масс (дебалансов). Дебалансы смонтированы на валах, которые между собой соединены зубчатыми колесами и цепной передачей с двигателем. Компонировка узлов такова, что их силовые векторы направлены вдоль одной и той же линии действия. Такое устройство при относительно небольших габаритах и массе, и к тому же при регулировании массы дебалансов, их эксцентриситета и частоты вращения, дают возможность получать различные и значительные по величине инерционные силы, рис. 1. Недостатком таких устройств является необходимость установки дополнительной массы – пригруза с целью снижения подъёмной силы устройства, в случае погружения или уплотнения.

Примером совершенствования многоступенчатых, мультивибрационных, устройств может служить техническое решение [9].

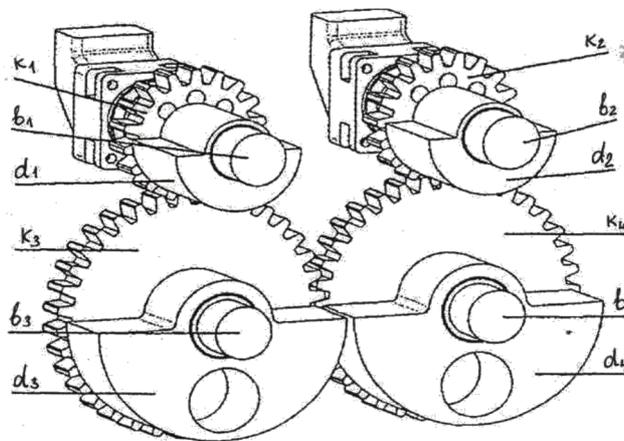


Рис. 1. Схема многоступенчатого, в данном случае двухступенчатого, вибрационного механизма с направленными колебаниями по патенту US 7804211. В06В 1/16. 2010

Одна из модификаций такого технического решения включает связанные с приводом через зубчатые колёса четыре группы валов с дебалансами, причём отношение скоростей вращения группы валов относительно друг друга составляет  $1 : 2 : 3 : 4$  при соотношении статических моментов их дебалансов  $100 : 18,72 : 5,8 : 1,38$ . На рис. 1 представлен фрагмент из двух групп (двух ступеней, двух пар) вибраторов с направленными колебаниями. Вибрационный многоступенчатый механизм позволяет получить асимметричные колебания, т.е. асимметричную вынуждающую силу.

Аналогичные работы [10] в области генерирования асимметричных колебаний велись и отечественными учёными, получивших в этой области ряд технических решений.

Так, универсальное вдавливающее устройство по патенту РФ (RU 2388868; E02D7/00; 2010) представляет собой зубчатый инерционный самобалансный полигармонический вибратор. Устройство имеет корпус, несущий снаружи грузовую траверсу, направляющие и сменный свайный наголовник. Наголовник содержит внутри пары дебалансных зубчатых колёс и валов. Валы смонтированы в подшипниках единого корпуса в два равнозначных вертикальных ряда. Зубчатые колёса в мультиплицирующем порядке связаны между собой в вертикальных рядах и между рядами через начальную пару. Верхние зубчатые колёса кинематически связаны с равнозначным приводом вращательного движения в виде двух асинхронных с частотным преобразователем двигателей. Порядок угловых скоростей вращения каждого из валов, по отношению к начальной паре, выбран кратным и целочисленным из диапазона  $1 \dots 7$ . Углы сдвига фаз каждой дополнительной пары относительно начальной установлены равными нулю.

Компоновка всего механизма выполнена с обеспечением размещения его центра масс на одной вертикали с продольной осью погружаемого элемента. При этом обеспечивается то, что собственный вес превышает величину наименьшего сопротивления срыву погружаемого элемента.

Этот дебалансный вибровозбудитель направленного действия [10] позволяет при семикратной асимметрии вынуждающей силы обеспечить в плавном (безударном) режиме погружение свай в грунт.

Однако, в задачу создания многоступенчатых вибрационных механизмов с асимметричной вынуждающей силой входит, прежде всего, вопрос создание такого способа вибровозбуждения и реализующего его устройства, которые позволяли получать коэффициент силовой

асимметрии требуемой величины при меньшем количестве элементарных вибровозбудителей, ступеней, за счёт получения и использования релевантной решаемой задачи закона изменения вынуждающей силы.

Рассмотрим дебалансный вибровозбудитель направленного действия [11], рис.1. Он включает корпус и  $n$  ступеней элементарных вибровозбудителей  $2i$  ( $i=1, \dots, n$ ). Каждая ступень элементарных вибровозбудителей содержит пару горизонтальных параллельных валов  $3i$  и  $4i$ , несущих дебалансы  $5i$  и  $6i$ , т.е. по своей сути является мультидебалансным. Валы  $3i$  и  $4i$  установлены в подшипниках  $7i$  и  $8i$  корпуса 1 и образуют два вертикальных ряда 9 и 10, кинематически связанных между собой. Вращение валов осуществляется приводом вращательного движения 11.

Кинематическая связь между валами вертикальных рядов двух ветвей 13 и 14 осуществляется через зубчатую передачу внешнего зацепления 12. Передаточное соотношение смежных пар колес ( $13i-1, 13i$ ) и ( $13i, 13i+1$ ), а также ( $14i-1, 14i$ ) и ( $14i, 14i+1$ ), представляет натуральный ряд чисел от 1 до  $n$  пар валов  $3i$  и  $4i$ .

Зубчатая передача 12 обеспечивает синхронное вращение валов 3 и 4, в противоположных направлениях, причем зубчатые колеса 131 и 141 валов 31 и 41 первого элементарного вибровозбудителя 21 находятся в зацеплении.

Привод вращательного движения 11 выполнен в виде асинхронного с частотным преобразователем двигателя. Размещен привод внутри корпуса 1 и его кинематическая связь с двумя рядами 9 и 10 валов осуществлена в их средней части (с помощью двух одинаковых зубчатых колес 11а и 11б, входящих в зацепление между собой и колесами 13i и 14i соответственно). Зубчатое колесо 11а зафиксировано на валу 11в двигателя 11, а зубчатое колесо 11б размещено на оси 11г).

Конструктивно дебалансы  $5i$  и  $6i$  могут быть размещены на валах  $3i$  и  $4i$  или на зубчатых колесах (не показано). Статические моменты  $m_i g_i$  масс  $m_i$  при эксцентриситетах  $g_i$  парных валов  $3i$  и  $4i$  имеют одинаковые размеры и установлены синфазно. Причем, относительно первоначального положения первой пары валов 31 и 41 размеры начальной фазы  $\varphi_i=0$  (на чертеже начальная фаза не обозначена).

Корпус 1 снабжен подъемной П-образной рамой 15, связанной с боковыми частями 16 и 17 корпуса 1 с возможностью поворота на  $180^\circ$ , например, с помощью соосных шарниров 18 и 19, с последующей фиксацией в крайних положениях винтами 20 и 21. Для этого в боковых частях 16 и 17 корпуса 1 выполнены две пары

соосных отверстий 1а, 1б и 1в, 1г для ввода концов 20а и 21а соответственно винтов 20 и 21, образующих резьбовые соединения 15а и 15б с рамой 15.

Геометрическая ось 30 связи (шарниров 18 и 19) рамы 15 с корпусом 1 проходит через центр Ц массы поворотной несъемной части вибровозбудителя.

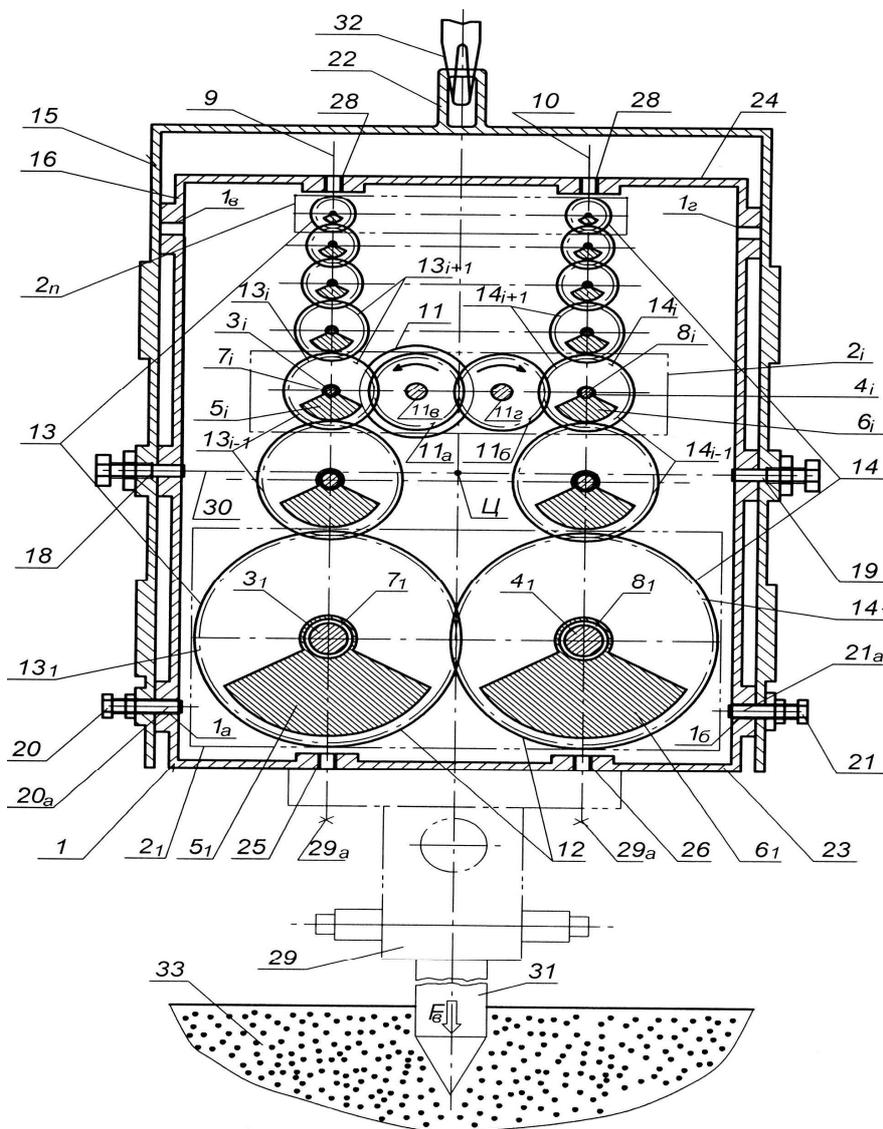


Рис. 2. Вибровозбудитель направленных колебаний с асимметричной вынуждающей силой  
 1 – корпус; 2 – n ступеней элементарных вибровозбудителей; 3 и 4 – горизонтальные параллельные валы, 5 и 6 – дебалансы; 7 и 8 – подшипники; 9 и 10 – два вертикальных дебалансных ряда; 11 – зубчатые колёса привода; 12 – зубчатая передача синхронизации вращения валов; 13, 14 – зубчатые колёса; 15 – П-образная рама; 16, 17 – боковые части корпуса 1; 18, 19 – соосные шарниры; 20, 21 – винты; 22 – захватный кольцеобразный элемент; 23, 24 – нижний и верхний торцы корпуса 1; 25, 26, 27, 28 – резьбовые гнезда; 29 – съёмный свайный наголовник; 30 – геометрическая ось; 31 – свая; 32 – крюк; грунт

Статические моменты  $m_i r_i$  дебалансов  $5_i$  ( $6_i$ )  $i$ -х ступеней элементарных вибровозбудителей 2, связаны со статическим моментом  $m_1 r_1$  дебалансом  $5_1$  ( $6_1$ ) первой ступени вибровозбудителя 21 соотношением

$$\frac{m_1 r_1}{m_i r_i} = i^2 \cdot (n - i)! \cdot (n + i) / [(n - 1)! \cdot (n + 1)!]$$

где  $n$  - количество пар валов  $3_i$  и  $4_i$  (количество ступеней элементарных вибровозбудителей  $2_i$ ), при предварительных расчетах  $n = p$ ,  $r_i$ ,  $r_1$  – экс-

центриситет масс  $m_i$ ,  $m_1$  дебалансов  $5_i$  ( $6_i$ ),  $i$  – передаточное отношение зубчатой передачи 12 (представляющей натуральный ряд чисел от 1 до  $n$ ).

Рассмотренный дебалансный вибровозбудитель направленного действия реализует способ направленного инерционного вибровозбуждения. Этот способ заключается в получении результирующей асимметричной вертикально направленной вынуждающей силы  $F$ . Составляющие  $F_i$  вынуждающей силы  $F$  генерируют с

помощью  $n$  ступеней элементарных вибровозбудителей  $2i$  направленного действия. Генерирование колебаний осуществляется при кратном, в виде натурального ряда чисел от 1 до  $n$ , отношении угловых скоростей  $\omega_i$  вращения валов  $3i$  и  $4i$  к угловой скорости  $\omega_1$  валов первого элементарного вибровозбудителя и уменьшении размеров статических моментов  $m_i r_i$  масс  $m_i$  дебалансов  $5i$  ( $b_i$ ) с эксцентриситетами  $r_i$  при

$$F_{(p-k)} = A \cdot [2^{2p-1}]^{-1} \cdot (2p)! \cdot [k! \cdot (2p-k)!]^{-1} \cdot \cos(p-k) \cdot \omega_{(p-k)} t, \quad (2)$$

где  $k = 0, 1, 2, \dots, (p-1)$ ,  $2p$  – порядок зависимости  $F(t)$ ,  $p$  – порядок наивысшей гармоники,  $A$  – амплитуда изменения вынуждающей силы  $F$ , определяющие составляющие  $F_i = F(p-k)$  вынуждающей силы  $F$  и обеспечивающие необходимый задаваемый коэффициент её асимметрии  $k_a$ . Коэффициент асимметрии  $k_a$  определяем как отношение максимальной по модулю величины вдавливающей  $F_v$  к величине подъёмной  $F_p$  составляющей вынуждающей силы, при приемлемом количестве  $n$  элементарных вибровозбудителей, ступеней, удовлетворяющему условию:  $n \leq p$ , а  $|F_v| + |F_p| = A$ .

Ступени элементарных вибровозбудители  $2i$  представляют собой двухдебалансные вибраторы, создающие направленные силы инерции, изменяемые по гармоничному закону, представляют (с учётом кинематической связи их валов с передаточными отношениями зубчатых колёс в виде ряда натуральных чисел) гармоники ряда Фурье.

Для четной функции  $f(x)$  ряд Фурье [12] имеет вид

$$f(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{p=1}^{\infty} a_p \cos px \quad (3)$$

$$A \cos 2p(x/2) = A \cdot (2p)! / [2^{2p} (p!)^2] + A / 2^{2p-1} \sum_{k=0}^{p-1} (2p)! \cdot (k!)^{-1} \cdot [(2p-k)!]^{-1} \cdot \cos(p-k)x \quad (8)$$

С учетом физической сущности процесса переменную  $x$  можно представить как  $\omega t$ , где  $\omega$  – угловая скорость (угловая частота) вращения вала,  $t$  – время в пределах периода  $T$ . При этом, в зависимости (8) меняется вид последнего множителя ( $x$  заменяется на  $\omega t$ ), а в гармониках  $A \cos i \omega t$  ряда Фурье  $A$ , соответствуют силе  $F_i$ , генерируемой  $i$ -м вибровозбудителем.

Второе слагаемое зависимости (8) представляет сумму гармоник и после замены  $x$  на  $\omega t$

$$F_7 = A \cos^{2p}(x/2) - A \cdot \frac{a_0}{2} = A [1/8192 \cdot (3003 \cos x + 2002 \cos 2x + 1001 \cos 3x + 364 \cos 4x + 91 \cos 5x + 14 \cos 6x + \cos 7x)]. \quad (8a)$$

По зависимости (8a) получаем следующие соотношения, пропорциональные генерируемым  $i$ -ми вибровозбудителями силам  $F_i$ :

$$A_1/A = 3003/8192, \quad A_2/A = 2002/8192, \quad A_3/A = 1001/8192, \quad A_4/A = 364/8192, \quad A_5/A = 91/8192, \quad A_6/A = 14/8192, \quad A_7/A = 1/8192.$$

увеличении угловых скоростей  $\omega_i$ . Режим генерирования составляющих  $F_i$  возбуждающей силы  $F$  осуществляют по закону её изменения, определяемой зависимостью

$$F = F(t) = A \cos^{2p}(\frac{\omega t}{2}), \quad (1)$$

разложение которой в ряд Фурье содержит гармоники  $(p-k)$  порядка

где коэффициенты Фурье

$$a_0 = \frac{2}{\pi} \cdot \int_0^{\pi} f(x) \quad (4)$$

$$a_p = \frac{2}{\pi} \cdot \int_0^{\pi} f(x) \cdot \cos px \cdot dx \quad (5)$$

Из зависимости (3) получаем

$$\frac{a_0}{2} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{\pi} f(x) dx = f^*(x) \quad (6)$$

где  $f^*(x)$  – среднее арифметическое функции  $f(x)$  на отрезке  $[0, \pi]$ .

В качестве базовой функции для представления закона изменения вынуждающей силы для дебалансного вибровозбудителя направленного действия мультипликативного типа можно принять на интервале  $-\pi \leq x \leq \pi$  функцию

$$f(x) = \cos^{2p}(\frac{x}{2}) \quad (7)$$

для которой среднее арифметическое значение

$$f^*(x) = \frac{a_0}{2} = \frac{A}{\pi} \cdot \int_0^{\pi} \cos^{2p}(\frac{x}{2}) dx = A \frac{(2p)!}{[2^{2p} (p!)^2]} \quad (6a)$$

и, которая может быть представлена конечным рядом из  $n$  переменных членов (от  $k=0$  до  $k=p-1$ ) в виде

каждая из них может быть представлена зависимостью (2).

С помощью зависимости (8) можно количественно оценить эффективность вибровозбуждения. Принимаем количество ступеней элементарных вибровозбудителей  $n=p=7$ .

После преобразования и подстановки  $p=7$  во второе слагаемое зависимости (8) для вынуждающей силы  $F(7)$  имеет вид:

Так как шестым и седьмым соотношениями амплитуд из ряда (8б) из-за незначительной их величины можно пренебречь, то практически достигается тот же силовой эффект и при пяти вибровозбудителях при законе изменения вынуждающей силы  $F = \cos 2px/2$ .

Из зависимости (2) с учетом конечности ряда при  $x=0$  имеем

$$\sum_{k=0}^p a_p = f(0) - \frac{a_0}{2} = F_B \quad (9)$$

а при  $x = \pi/2$

$$\sum_{k=0}^p (-1)^k a_p = f\left(\frac{\pi}{2}\right) - \frac{a_0}{2} = -F_{\Pi} \quad (10)$$

Параметры  $F_B$  и  $F_{\Pi}$  обеспечивают оценку точности приближения ряда Фурье к функции  $f(x)$  при конечном числе  $n$  членов ряда.

Для монотонно убывающей функции  $f(x)$  вибрационная система может быть оценена коэффициентом динамичности

$$k_d = |F_B/F_{\Pi}| = \frac{|f(0)-f^*(x)|}{f^*(x)} = k_a \quad (11)$$

т.е. коэффициенты динамичности системы и асимметрии вынуждающей силы совпадают, а параметры  $F_B$  и  $F_{\Pi}$  является соответственно модулями вдавливающей и подъемной вынуждающей силы  $F$ .

Амплитуда или общая сила

$$A = |A_B| + |A_{\Pi}| \quad (12).$$

где  $A_B$  и  $A_{\Pi}$  - амплитуды вдавливающей силы и подъемной силы соответственно. Подъемная сила

$$F_{\Pi} = G_B + G_C - A_{\Pi} \quad (13)$$

где  $G_B$  и  $G_C$  - вес вибровозбудителя и вес сваи (естественный пригруз), соответственно, а их сумма является статической нагрузкой.

Получение заранее заданной вдавливающей силы  $F_B$  обеспечивается числом гармоник при соответствующем подборе статических моментов.

При увеличении числа ступеней элементарных вибровозбудителей сокращается время действия вдавливающей силы  $F_B$  на погружаемый элемент (сваю). Из закона сохранения количества движения следует, что, чем меньше время воздействия  $F_{\Pi}$ , тем больше время действия подъемной силы  $F_{\Pi}$ , тем меньше значение подъемной силы  $F_{\Pi}$ , т.е. уменьшение времени воздействия  $F_B$  позволяет получить меньшую подъемную силу  $F_{\Pi}$ .

Задавшись коэффициентом динамичности (силовой асимметрии)  $k_d = k_a = 8$  с учетом статической нагрузки ( $G_B + G_C = F_{\Pi}$ ), строим два графика вынуждающей силы  $F(7)$  и  $F(5)$  (соответственно при 7 и 5 ступенях элементарных вибровозбудителей) за период  $T$  оборота вала первого вибровозбудителя (от 0 до  $2\pi$ ) со сдвигом по оси ординат на размер статической нагрузки (фиг.2). Также наносим график вынуждающей силы  $F$  прототипа (при 7 ступенях элементарных вибровозбудителей и  $k_d = k_a = 7$ ).

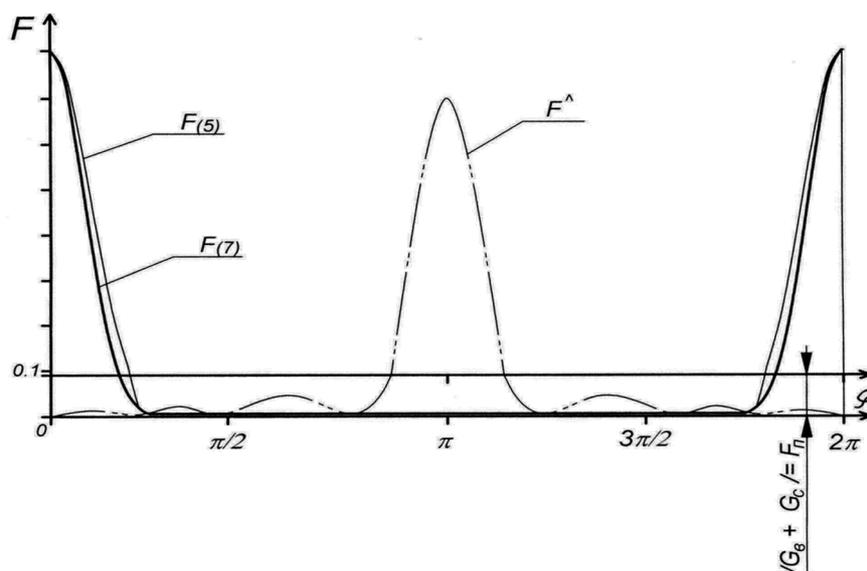


Рис. 3. Графики законов изменения вертикальных вынуждающих сил за один оборот вала первого элементарного вибровозбудителя, генерируемых семью ступенями элементарных вибровозбудителей известного устройства и пятью ступенями элементарных вибровозбудителей рассматриваемой в статье схеме

Судя по графикам изменения вынуждающей силы вибровозбудителя, функция более

гладкая у вибровозбудителя, работающего по условию (1), при большем или равном коэффи-

циенте динамичности (силовой асимметрии) и меньшем количестве ступеней элементарных вибровозбудителей, в сравнении с известными схемами.

**Вывод.** Исследования многоступенчатых вибрационных механизмов направленных колебаний с асимметричной вынуждающей силой показывают, что при их создании имеется возможность минимизировать количество ступеней элементарных вибровозбудителей с направленными колебаниями для получения заданного коэффициента асимметрии.

*\*Статья подготовлена в соответствии с Программой стратегического развития БГТУ им. В.Г. Шухова на 2017/19 гг.*

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вайсберг Л.А., Картавый А.Н., Коровников А.Н. Просеивающие поверхности грохотов. Конструкции, материалы, опыт применения. СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ, 2005. 252 с.
2. Яцун С.Ф. Вибрационные машины и технологии для переработки гранулированных сред / С.Ф. Яцун, О.Г. Локтионова. Старый Оскол: ТНТ. 2014. 296 с.
3. Жулай В.А. Машины для свайных работ. Конструкции и расчёты: учеб. пособие. Воронеж. Гос. арх.-стрит. Ун-т. Воронеж. 2011. 216 с.
4. Филимохин Г.Б., Яцун В.В., Способ возбуждения двухчастотной вибрации пассивными автобалансирами. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 4/7 (76). 2015. С.9–14.
5. 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 ISSN 0973-4562 Volume 10, Number 24 (2015) pp 45392-45398
6. Дудкин В.М., Сакимов М.А., Кузнецов П.С. Общая классификация конструкций асимметричных планетарных вибровозбудителей дорожных машин // Вестник ВКГТУ им. Д. Серикбаева. 2005. №1. С. 47–44
7. Герасимов М.Д., Герасимов Д.М., Степанищев В.А. Методика проведения исследований вибрационного устройства с асимметричной вынуждающей силой // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, 2016. №9. С.125–130.
8. Патент Великобритании GB № 88293; B06B1/16, 1961
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. Патент РФ №2388868 E02D 7/00. Универсальное вдавливающее устройство. Авт. Ермоленко В.Н., Насонов И.В., Суровцев И.С.. Оpubл. Бюл. №13, 10.05.2010.
11. Патент РФ № 2523045 С1. Способ направленного инерционного вибровозбуждения и дебалансный вибровозбудитель направленного действия для его осуществления. Авт. Герасимов М.Д., Исаев И.К., Степанищев В.А. Оpubл. БИ № 20, 20.07.2014. Заявка 2013101101/28от 09.01.2013.
12. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник АО математике для инженеров и учащихся втузов. М.: Наука. 1981. С. 550.

**Gerasimov M.D.**

### THEORETICAL SUBSTANTIATION OF THE METHOD OF INCREASING COEFFICIENT OF ASYMMETRIES EXCITING FORCE MULTISTAGE VIBRATING MECHANISM VIBRATION DIRECTIONS

*Developers of modern production technologies of building materials and construction works are increasingly turning to the use of asymmetric vibration directions. Asymmetric directed fluctuations have several advantages over conventional, symmetrical, the direction of oscillation. Procedure for the preparation of asymmetric vibrations is achieved by the series connection of several elementary steps vibrator with directional vibrations. Such methods for asymmetric vibrations theoretically have worked. An important issue in the development of the theory of asymmetric vibrations produce is a matter of getting high values of the asymmetry coefficient. The solution to this problem is devoted to this article.*

**Key words:** *Vibrator, elementary vibrator with directional oscillations, stage elementary vibrators, multi-vibration mechanism, the driving force, the driving force of the asymmetry coefficient, Fourier series.*

**Герасимов Михаил Дмитриевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры подъемно-транспортных и дорожных машин; руководитель учебно-научно-исследовательской лаборатории «Инновационные вибрационные технологии и машины»

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46

E-mail: mail\_mihail@mail.ru