

DOI: 10.12737/24709

Герасимов М.Д., канд. техн. наук, доц.,  
Воробьёв Н.Д., канд. техн. наук, доц.,  
Герасимов Д.М., магистрант,  
Степанищев В.А., магистрант

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

## ИССЛЕДОВАНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ВИБРАЦИОННОГО МЕХАНИЗМА С НАПРАВЛЕННЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ КАЖДОЙ СТУПЕНИ

mail\_mihail@mail.ru

В работе приведены результаты аналитических исследований многоступенчатого вибрационного механизма, далее МВМ. МВМ состоит из нескольких, установленных последовательно друг над другом, вибрационных ступеней. Вибрационные ступени образуют единый вибрационный механизм. Каждая ступень имеет собственную частоту колебаний и направленное действие вынуждающей силы. Вынуждающие силы каждой ступени действуют в одном направлении. При сложении колебаний, возбуждаемых несколькими вибрационными ступенями возникает эффект асимметричных колебаний. Величиной асимметрии колебаний в технических приложениях можно управлять интенсивностью и качеством выполняемой работы. Методике расчёта и управления динамическим коэффициентом асимметрии посвящена настоящая работа.

**Ключевые слова:** механические колебания, вибрационная ступень с направленными колебаниями, многоступенчатый вибрационный механизм, асимметрия вынуждающей силы, коэффициент динамичности.

**Введение.** Направленные колебания вибрационных машин имеют ряд преимуществ в сравнении с эллиптическим или круговыми [1, 2]. Поэтому, в технологических операциях уплотнения, сортировки, измельчения и погружения свай, направленные колебания часто являются предпочтительными [3, 4]. В технической литературе и в практике создания вибрационных машин всё шире рассматриваются направления исследования механических колебаний с асимметричной вынуждающей силой [5, 6]. Колебания с асимметричной вынуждающей силой при направленных колебаниях имеют разное значение величины составляющих в направлении выполнения полезной работы и в направлении холостого хода. Соотношение составляющих в направлении выполнения полезной работы и в направлении холостого хода может называться как коэффициент динамичности или как коэффициент асимметрии вынуждающей силы. Задача исследования асимметричных колебаний может быть сведена к определению параметров системы, обеспечивающих заданный коэффициент динамичности или к определению коэффициента динамичности, который может быть получен заданной системой. Настоящая статья посвящена рассмотрению закономерностей, получаемых по второму варианту задачи исследования.

Для изучения закономерностей получения наибольшего значения коэффициента динамичности системы с несколькими ступенями вибраторов направленного действия, установленными последовательно был разработан, спроектирован

и изготовлен вибрационный стенд с шестью ступенями вибраторов с направленными колебаниями, рис 1.



Рис. 1. Стенд для получения и исследования механических колебаний с асимметричной вынуждающей силой

Стенд состоит из рамы, выполненной из швеллеров. На раме закреплены две опоры, в которые установлены направляющие колонны, связанные в верхней части между собой швеллером, так, что вместе образуют жёсткую раму. Между колоннами расположен вибрационный блок. Вибрационный блок представляет собой гитару зубчатых колёс, размещённых в корпусе. Все зубчатые колёса установлены на валах, кон-

цы которых консольно выступают из корпуса. На консолях валов крепятся дисбалансы с равной массой на каждой паре валов в одной плоскости, образующие вибрационную ступень. Масса дисбалансов разных ступеней согласуется с частотой вращения валов каждой ступени. Привод вибрационного механизма осуществляется от электродвигателя через клиноремённую передачу посредством приводных шкивов. На боковых стенках корпуса закреплены цилиндрические направляющие, посредством которых корпус установлен на колоннах. Направляющие корпуса на колонны установлены с зазором. Корпус при работе может свободно перемещаться вдоль колонн под действием вынуждающей силы. На нижней грани корпуса, вдоль его вертикальной оси, установлена консоль. Напротив консоли, на раме жёстко закреплен швеллер в виде балки. Между балкой рамы и консолью корпуса образовано пространство. В данное пространство помещается датчик прибора для измерения параметров вибрации и вынуждающей силы в том числе [7].

**Основная часть.** Для выполнения теоретических исследований многоступенчатого вибрационного механизма рассматривается вибрационный механизм, состоящий из  $n$  пар вибраторов с направленными колебаниями [8] (рис. 2).

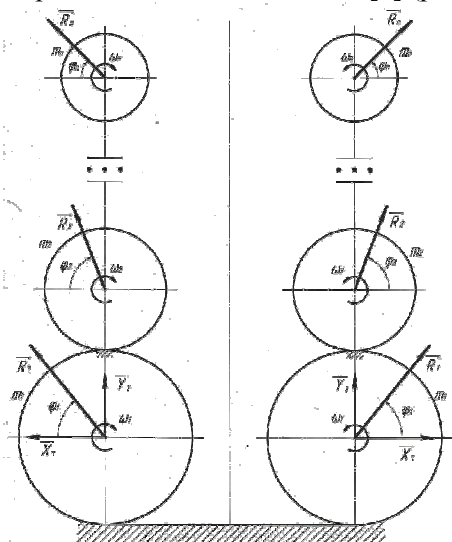


Рис. 2. Расчётная модель механизма

На рис. 3:  $\varphi_k$  – угол отклонения  $k$ -го дисбаланса от горизонтали. Далее используются следующие обозначения для  $k$ -го вибратора:  $m_k$  – масса дисбаланса,  $R_k$  – радиус направляющей окружности,  $\varphi_{k0}$  – начальный угол отклонения дисбаланса (начальная фаза),  $\omega_k$  – угловая скорость вращения дисбаланса.

Введем силы инерции  $\bar{R}_k^H$ , приложенные к дисбалансам, и составляющие реакции опоры

$\bar{X}_r$  и  $\bar{Y}_r$ . Суммарная горизонтальная составляющая реакции опоры механизма, вследствие зеркального расположения вибраторов, равна нулю [9].

Пренебрегая весом направляющих окружностей и дисбалансов, ввиду их малости в сравнении с силами инерции при достаточно больших значениях угловых скоростей  $\omega_k$ , на основании принципа Даламбера получаем следующее уравнение равновесия в проекции на ось  $Oy$  [10]:

$$Y_r + 2 \sum_{k=1}^n R_k^H \sin \varphi_k = 0, \quad (1)$$

где

$$R_k^H = m_k R_k \omega_k^2, \varphi_k = \varphi_{k0} + \omega_k t. \quad (2)$$

Таким образом, величина вертикальной составляющей реакции опоры может быть вычислена по формуле

$$Y_r = -2 \sum_{k=1}^n R_k^H \sin \varphi_k \quad (3)$$

или,

$$Y_r = - \sum_{k=1}^n a_k \omega_k^2 \sin(\varphi_{k0} + \omega_k t). \quad (4)$$

где  $a_k = 2m_k R_k$ .

Минимальное значение  $Y_r$ , как функции времени, обозначим его  $Y_{ri}$ , является динамической силой погружения. Максимальное значение  $Y_r$ , обозначим его  $Y_{ra}$ , есть сила подъема. Соотношение этих сил

$$K_d = - \frac{Y_{ri}}{Y_{ra}} \quad (5)$$

называется коэффициентом динамичности вибрационного механизма (знак "минус" в формуле (5) введен в связи с тем, что величина  $Y_{ri}$  отрицательна).

Задача состоит в том, чтобы путем комбинации нескольких вибраторов с направленными колебаниями и варьирования их параметров достичь максимального значения коэффициента динамичности вибрационного механизма.

При  $n=1$ , то есть когда вибрационный механизм состоит только из одной пары вибраторов,  $K_d = 1$ , а  $-Y_{ri} = Y_{ra} = a_1 \omega_1^2$ .

Далее будем рассматривать только вибрационные механизмы, в которых угловые скорости вращения каждой последующей пары вибраторов, как это применяется в действующих промышленных вибрационных механизмах, в два

раза превышают угловые скорости вращения предыдущей пары:

$$\omega_{k+1} = 2\omega_k. \quad (6)$$

Для большей наглядности, в целях только качественного анализа, рассмотрим вибрационный механизм, в котором угловые скорости первой пары вибраторов соответствуют  $n_1 = 100$  об/мин ( $\omega_1 = 10,5 \text{ с}^{-1}$ ) (период колебаний  $T = 0,6 \text{ с}$ ), коэффициент  $a_1 = 1 \text{ кг} \cdot \text{м}$  и начальная фаза  $\varphi_{10} = 0^\circ$ . В этом случае  $Y_r$  будет вычисляться в ньютонах (на приводимых ниже графиках

каж шкала по оси  $Y_r$  проградуирована в килоньютонах).

Вторую пару вибраторов возьмем со следующими параметрами:

$$n_2 = 200 \text{ об/мин} \quad (\omega_2 = 20,9 \text{ с}^{-1}), \quad a_2 = 1 \text{ кг} \cdot \text{м}, \\ \varphi_{20} = 0^\circ.$$

На рис. 3 представлены реакции опор от каждой из пар вибраторов (линии "1" и "2") и значения суммарной реакции опоры (линия "1-2").

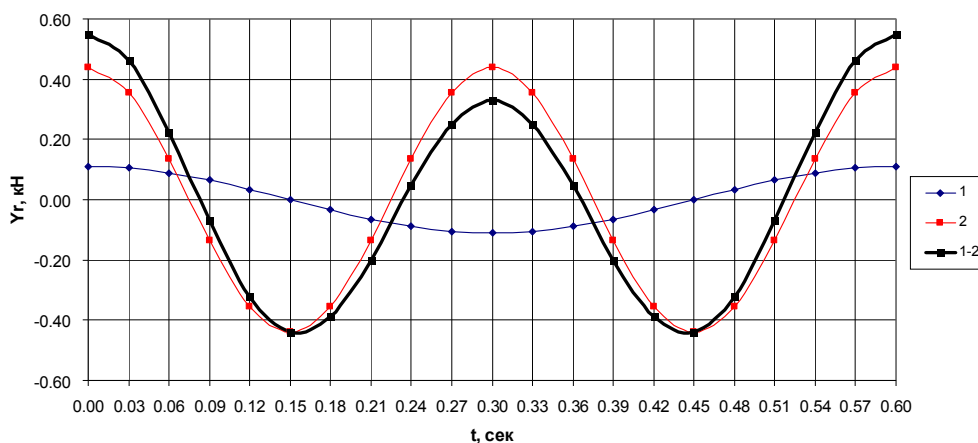


Рис. 3. Реакции опор двух ступеней вибраторов

Несмотря на то, что амплитуда колебаний второй пары вибраторов в четыре раза превышает амплитуду колебаний первой пары, коэффициент динамичности снизился до 0,8 ( $Y_{ri} = -0,44 \text{ кН}$ ,  $Y_{ra} = 0,55 \text{ кН}$ ). При работе только одной первой пары вибраторов  $-Y_{ri} = Y_{ra} = 0,44 \text{ кН}$ . Вызвано это тем, что максимальная сила погружения второй пары вибраторов (при  $t = 0,15 \text{ с}$  и  $t = 0,45 \text{ с}$ ) совпадает с нулевыми значениями силы погружения первой пары вибраторов, а максимальные значения сил подь-

ема обеих пар вибраторов по времени совпадают (при  $t = 0 \text{ с}$  и  $t = 0,6 \text{ с}$ ).

Увеличение коэффициента динамичности вибрационного механизма за счет увеличения силы погружения может быть достигнуто совмещением по времени максимумов сил погружения обеих пар вибраторов. Этот результат достигается установлением сдвига начальной фазы второй пары вибраторов равным  $180^\circ$  (рис. 4).

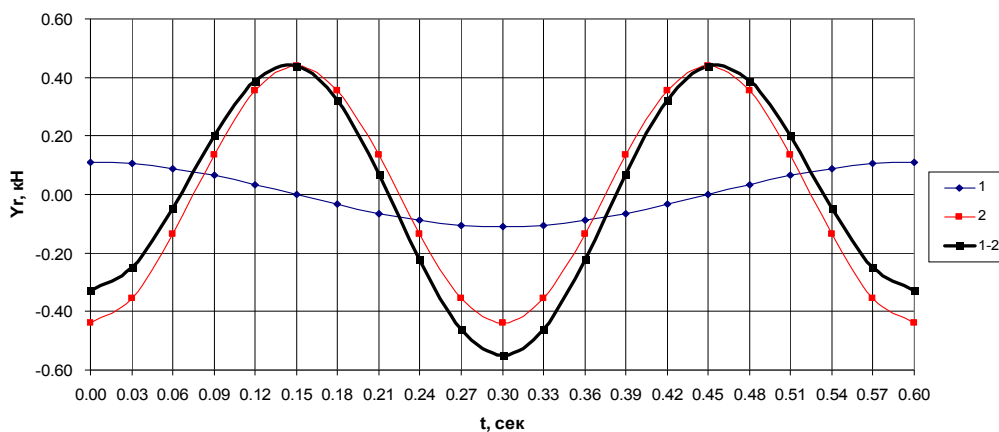


Рис. 4. Реакции опор двух ступеней вибраторов с совмещением по времени максимумов сил погружения обеих пар вибраторов

В этом случае  $Y_{ri} = -0,55 \text{ кН}$ ,  $Y_{ra} = 0,44 \text{ кН}$  и  $K_d = 1,25$ .

Дальнейшее повышение эффективности работы вибрационного механизма состоит в выравнивании вкладов обеих пар вибраторов в величину суммарной силы погружения. Этой цели

можно достичь либо уменьшением  $a_2$  в четыре раза, либо увеличением  $a_1$  в четыре раза. При втором варианте получим следующие выходные характеристики механизма (рис. 5):  $Y_{ri} = -0,88 \text{ кН}$ ,  $Y_{ra} = 0,49 \text{ кН}$  и  $K_d = 1,79$ .

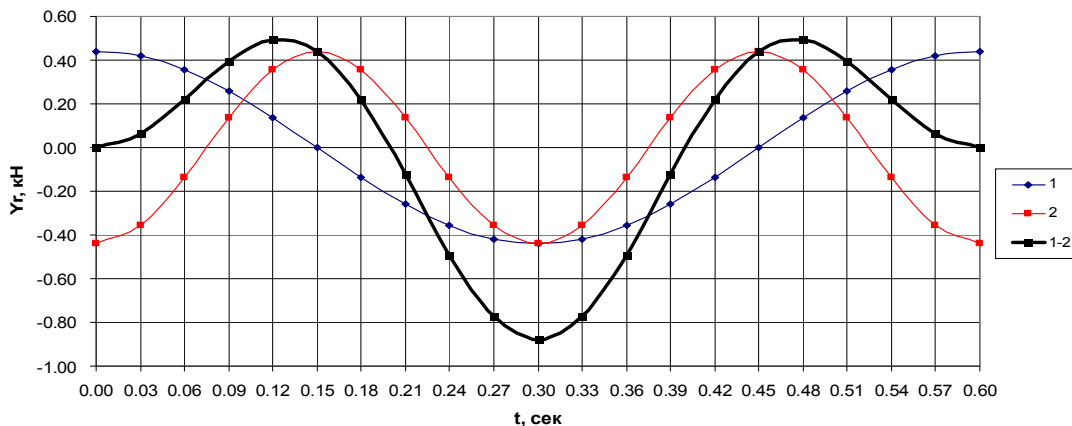


Рис. 5. Реакции опор двух ступеней вибраторов при «выравнивании вклада» обеих ступеней вибрационного механизма

При добавлении третьей пары вибраторов еще раз увеличивать коэффициент  $a_1$  в 4 раза (по сравнению с начальной величиной в 16 раз) даже для качественной модели слишком много. Учитывая, что амплитуда колебаний третьей пары вибраторов в 16 раз превышает амплитуду колебаний первой пары вибраторов (за счет увеличения угловой скорости вращения в четыре

раза), коэффициент  $a_3$  был выбран в четыре раза меньшим  $a_2$ :  $a_3 = 0,25 \text{ кг} \cdot \text{м}$  (рис. 6). На рисунке, как и ранее, суммарная реакция опоры двух первых пар вибраторов обозначена линией "1-2", третьего вибратора – "3", суммарная реакция опоры от трех пар вибраторов – линией "1-3".

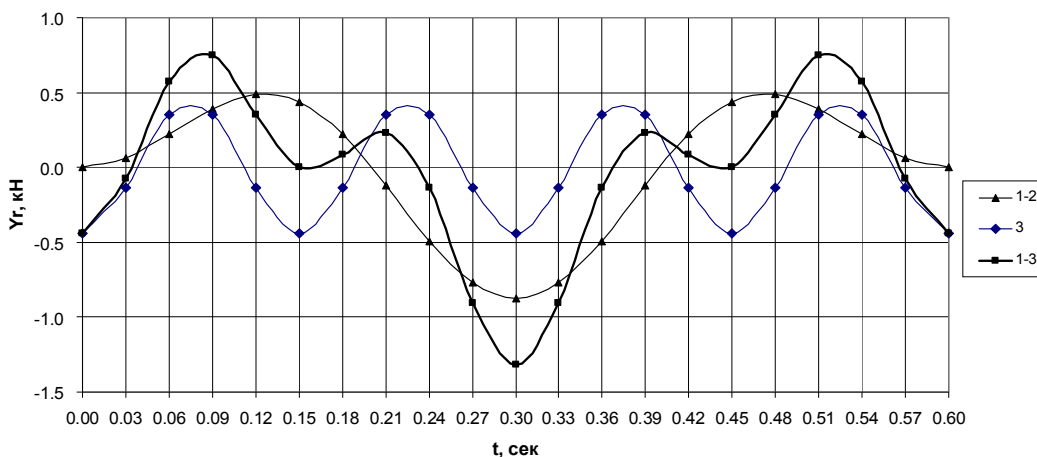


Рис. 6. Реакции опор трёх ступеней вибраторов

Нами были рассмотрены различные варианты выбора величины  $a_3$ , результаты представлены в таблице.

$a_3$	0,1	0,25	0,5	0,75	1	...	4
Сила подъема	0,54	0,75	1,10	1,46	1,81	...	6,07
Сила погружения	1,05	1,32	1,75	2,19	2,63	...	7,90
Коэффициент динамичности	1,97	1,76	1,59	1,50	1,45	...	1,30

Как следует из таблицы, выбор коэффициента  $a_3$  равным 0,25 практически не меняет коэффициент динамичности по сравнению с механизмом с двумя вибраторами, 1,76 и 1,79, соответственно, но сила погружения существенно увеличивается – с 0,88 кН до 1,32 кН (на 50%).

При добавлении в механизм четвертой пары вибраторов, следуя изложенной выше логике, коэффициент  $a_4$  выберем равным одной чет-

вёртой части от предыдущего коэффициента  $a_3$  – 0,0625. На рис. 7 суммарная реакция опоры трех первых пар вибраторов обозначена линией "1-3", четвертого вибратора – "4", суммарная реакция опоры от четырех пар вибраторов – линией "1-4". Четвертая пара вибраторов вращается с угловой скоростью  $83,8 \text{ с}^{-1}$  ( $n_4 = 800 \text{ об/мин}$ ).

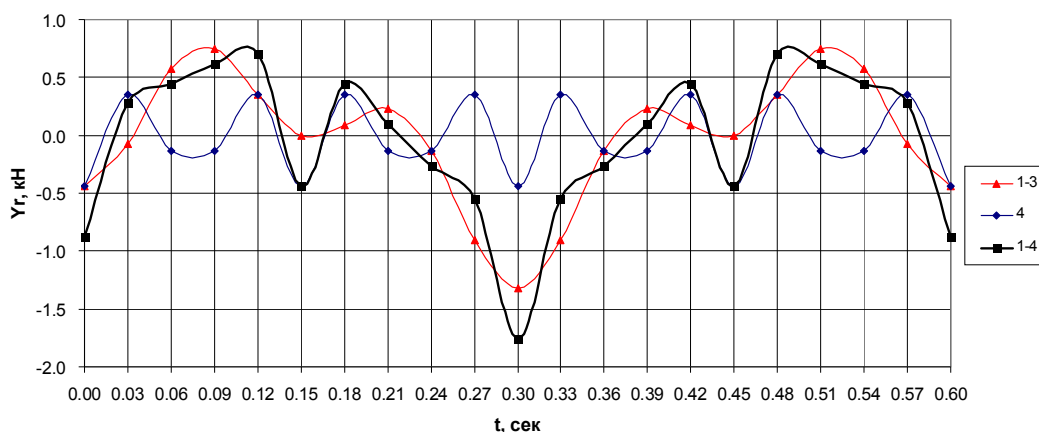


Рис. 7. Реакции опор четырех ступеней вибраторов

Механизм с четырьмя парами вибраторов (при указанных выше значениях коэффициентов  $a_1 - a_4$ ) имеет следующие характеристики: сила погружения – 1,76 кН, сила подъема – 0,71 кН, коэффициент динамичности – 2,47.

**Вывод.** Как показали теоретические исследования многоступенчатого вибрационного механизма с направленными колебаниями каждой ступени результирующая вынуждающая сила, при сложении составляющих, принимает асимметричный характер. В противоположных направлениях действия значения величин составляющих вынуждающей силы имеют существенную разницу. Соотношение величин составляющих асимметричную вынуждающую силу может изменяться в пределах порядка. Наличие методики расчёта и проектирования вибрационных механизмов с асимметричной вынуждающей силой и заданным соотношением её составляющих в противоположных направлениях может позволить существенно повысить эффективность выполняемых работ вибрационными машинами.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кустарев В.Г., Попов С.А., Жарцов П.Е. Анализ факторов, влияющих на качество процесса уплотнения // Механизация строительства. 2013. №4. С. 6–10.

2. Пермяков В.Б. Эффективность уплотнения асфальтобетонных смесей в дорожных покрытиях // Строительные материалы. 2005. №10. С. 8–9.

3. Жулай В.А., Василенко А.В., Крестников А.В. Мобильная цифровая система для измерения и регистрации динамических нагрузок землеройно-транспортных машин. Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Высокие технологии. Экология. 2014. № 1. С. 177–180.

4. Кустарев Г.В., Попов С.А. Теоретическое обоснование управляемого воздействия на уплотняемую среду // Вестник МАДИ. 2007. №3. С.59-62.

5. Пат. 2388868 Российская Федерация, МПК 7, E02D 7/00. Универсальное вдавливающее устройство / Ермоленко В.Н., Насонов И.В., Суворцев И.С. Заявитель авторы. Заявка: 2009106429/03. Заявл. 24.02.2009. Опубл. 10.05.2010. Бюл. №13.

6. Michail D. Gerasimov, Oleg V. Mkrtychev, Sergey N. Glagolev, Dmitriy M. Gerasimov, Sergey S. Latyishev. Method of determination of vibrating screens oscilation's amplitude in a characteristic point for plane motion // Arpn Journal of Engineering and Applied Sciences. 2016. T.11. № 20. С. 12295–12301.

7. Герасимов М.Д., Герасимов Д.М., Степанов В.А. Методика проведения исследований

вибрационного устройства с асимметричной вынуждающей силой // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. 2016. № 9. С. 125–130.

8. Пат. № 2528715, Российская Федерация, МПК 7 С1. Способ направленного инерционного вибровозбуждения и дебалансный вибровозбудитель направленного действия для его осуществления / Герасимов М.Д., Исаев И.К., Степанищев В.А., Герасимов Д.М.; заявитель БГТУ

им. В.Г. Шухова, №2013114775/03, заявл. 02.04.2013, опубл. 20.09.2014, Бюл. №26. -12 с.

9. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: учеб. для втузов. 12-е изд., стер. М.: Высш. шк., 2002. 416 с.

10. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике (для научных работников и инженеров). Определения, теоремы, формулы. 6-е изд., стер. СПб.: Лань, 2003. 832 с.

---

**Gerasimov M.D., Vorobyov N.D., Gerasimov D.M., Stepanishev V.A.**

**STUDY OF MULTISTAGE VIBRATING MECHANISM WITH THE VIBRATION DIRECTION OF EACH STAGE**

*In work results analytical studies of multistage a vibratory mechanism. Multistage vibrating mechanism consists of several, arranged in series above each other, vibration levels. Each stage has its own oscillation frequencies and directions action of the driving force. Driving force of each stage of work in one direction. When the addition of oscillations excited by the vibrating by several stages, there is an effect of asymmetric vibrations. When asymmetry oscillations in technical application it is possible control the intensity of and the quality of the work performed. Methodology for the calculation and management of dynamic asymmetry coefficient of the present work.*

**Key words:** *mechanical vibrations, the vibration degree of with the direction of oscillation, multi-vibration mechanism, the asymmetry of the driving force, the dynamic coefficient.*

---

**Герасимов Михаил Дмитриевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры подъёмно-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

**Воробьёв Николай Дмитриевич**, кандидат технических наук, профессор кафедры теоретической механики.

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

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

E-mail: vnd@intbel.ru

**Герасимов Дмитрий Михайлович**, инженер, магистрант кафедры технологических комплексов, машин и механизмов.

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

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

E-mail: bratg@yandex.ru

**Степанищев Виктор Анатольевич**, инженер, магистрант кафедры технологических комплексов, машин и механизмов.

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

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

E-mail: PTDM-BGTU@yandex.ru