

УДК 621.8.034

Моделирование работы безрезонансного вибровозбудителя

Ю.Г. Попов, Д.В. Фурманов, Г.С. Малов

Ярославский государственный технический университет

Simulation of the non-resonant vibration exciter operation

Y.G. Popov, D.V. Furmanov, G.S. Malov

Yaroslavl State Technical University

Значительная часть вибрационных машин работает в зарезонансных режимах. Это вибрационные столы, грохоты, конвейеры, катки, погружатели, плиты и др. При этом применяют простые дебалансные вибрационные возбудители, приводимые в движение электрическим или гидравлическим двигателем. В период разгона и торможения таких вибровозбудителей механизм проходит резонансную частоту, в результате чего возникают высокоамплитудные колебания, негативно сказывающиеся на элементах конструкции и обрабатываемом материале. Рассмотрен вопрос проектирования дебалансных вибровозбудителей, обеспечивающих отсутствие вынуждающей силы в момент прохождения резонансных частот, что позволяет избежать негативных эффектов при неустановившемся движении. Проанализированы патенты, предлагающие решение данной задачи. Для оценки работоспособности конструкций и выработки подходов к проектированию таких вибровозбудителей проведено динамическое моделирование дебалансного вибровозбудителя с изменяемым под действием вынуждающей силы эксцентриситетом. Выполнено сравнение основных рабочих характеристик стандартного и безрезонансного вибраторов. Дана оценка целесообразности разработки методики проектирования таких вибровозбудителей.

EDN: JMTLAK, <https://elibrary/jmtlak>**Ключевые слова:** дебалансный вибровозбудитель, динамическое моделирование, резонансные явления, вибрационный каток, вибрация

A significant number of vibration machines are operating in the above-resonance modes. Such machines include vibration tables, screens, conveyors, rollers, loaders, plates, etc. In this case, the simple debalance vibration exciters are used; they are driven by an electric or hydraulic motor. Acceleration and deceleration of such the vibration exciters are leading to the mechanism passing the resonant frequency, which results in the high-amplitude oscillations negatively affecting the structure elements and the material being machined. The paper considers the problem of designing the debalance vibration exciters that ensure absence of a driving force at the moment of passing the resonant frequencies. This allows avoiding negative effects in the unsteady motion. The paper analyzes the patents proposing a solution to this problem. It provides dynamic simulation of a debalance vibration exciter with eccentricity changing under the driving force action to assess the structures' performance and develop approaches to designing such vibration exciters. Main operation characteristics of the standard and non-resonant vibrators are considered. Feasibility of developing a methodology in designing such vibration exciters is presented.

EDN: JMTLAK, <https://elibrary/jmtlak>

Keywords: debalance vibration exciter, dynamic simulation, resonance phenomena, vibratory roller, vibration

Вибрационная техника получила широкое распространение в промышленности и строительстве. Трудно представить современное производство железобетонных изделий, строительство дорог, горно-обогатительное производство и другие отрасли промышленности без использования вибрационного оборудования [1]. Конструктивные решения, реализованные в современных вибраторах, работающих в условиях установившегося режима, являются многократно отработанными и представляют собой надежный набор схем и правил, применение которых в различных условиях эксплуатации дает гарантированный результат.

Вместе с тем существуют задачи в области проектирования вибрационных систем, решения которых вызывают существенное усложнение конструкции машины, снижение ее надежности и существенное увеличение стоимости [2]. К таким задачам относятся:

- регулирование вынуждающей силы на любой частоте вибрации;
- снижение трения и нагрева в опорных подшипниковых узлах дебалансов;
- обеспечение работы вибратора в полных режимах вибрации;
- функционирование вибратора в безрезонансном режиме при пуске и торможении вала вибровозбудителя.

Существуют и другие задачи в области проектирования вибрационных машин, но их, как правило, можно решить при проектировании конкретной машины.

Первые три задачи так или иначе на сегодняшний день постепенно находят решения вместе с развитием техники, появлением новых материалов и технологий [3]. Что же касается четвертой задачи, обусловленной борьбой с резонансными явлениями в периоды разгона и торможения, то не совсем понятно, почему большое количество описанных в патентных базах решений не используется на текущий момент.

Цель работы — оценка теоретической и практической работоспособности безрезонансного дебаланса.

Одно из решений, рассматриваемое в настоящей работе (рис. 1), представляет собой деба-

ланс вибровозбудителя с изменяемым под действием вынуждающей силы эксцентриситетом (далее вибровозбудитель с изменяемым эксцентриситетом). Работа вибровозбудителя основана на преодолении линейной жесткости пружины под действием вынуждающей силы F_c . Выдвижной дебаланс находится в равновесии согласно условию

$$F_{s0} + k\Delta h = m_d (r + \Delta h) \omega^2, \quad (1)$$

где F_{s0} — усилие предварительного сжатия пружины; k — коэффициент жесткости пружины; Δh — ход дебаланса; m_d — масса дебаланса; r — расстояние от оси вращения до центра масс дебаланса в состоянии покоя; ω — угловая скорость вибровозбудителя.

В начальном положении, когда $\Delta h = 0$, уравнение (1) принимает вид

$$F_{s0} = m_d r \omega^2. \quad (2)$$

Очевидно, что в этом случае угловая скорость должна быть меньше ее порогового значения ω_s , при котором центробежная сила дебаланса становится равной усилию предварительного сжатия. При угловой скорости $\omega \leq \omega_s$ вибровозбудитель уравновешен, а при $\omega > \omega_s$ дебаланс начинает выдвигаться, создавая вынуждающую силу F_c в вибраторе.

Таким образом, необходимый эффект преодоления резонансной частоты с нулевой вынуждающей силой возможен при выполнении неравенства $\omega_r < \omega_s \approx \omega_{s2} < \omega$, где ω_r — резонансная угловая частота; ω_{s2} — угловая скорость вибровозбудителя, при которой подпружиненный дебаланс начинает обратное движение с уменьшением эксцентриситета.

Различные варианты указанного решения получены отечественными и зарубежными авторами патентов. Выделим наиболее интересные технические решения в этой области.

В работе [4] указано, что такое решение снижает резонансные явления, но не устраняет их полностью. Решение, опирающееся на подобный способ, также приведено в патенте [5], где использован рычажный механизм с подпружиненными элементами. В полном конструктивном соответствии с приведенной схемой (см. рис. 1) указанное решение отражено

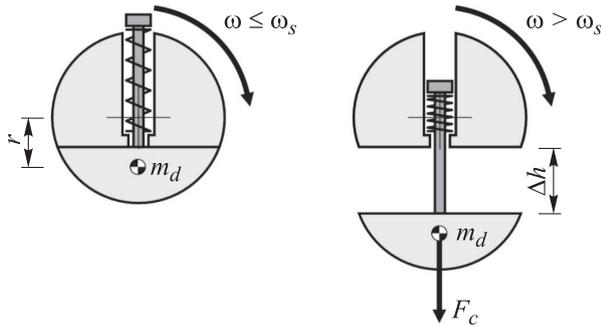


Рис. 1. Схема дебаланса вибровозбудителя с изменяемым эксцентриситетом

в работе [6]. Предложен один подвижный дебаланс, перемещающийся относительно вала под действием вынуждающей силы.

Очевидно, что система *вал — пружина — дебаланс* может создавать некоторые собственные гармоники колебаний [7]. Также неустойчивая работа возможна во время переходных режимов [8]. Этот недостаток устранен применением дополнительных гидравлических демпферов [9]. Дальнейшее развитие в этой области связано с улучшением регулировочных характеристик [10] и плавности срабатывания устройства. Другие, например, приведенные в патенте [11], касаются конструктивной реализации указанного решения.

Чтобы оценить теоретическую работоспособность подобных дебалансов, вернемся к уравнениям (1) и (2). В обеих частях уравнения (1) прирост силового фактора происходит линейно вследствие деформации пружины Δh . При достижении угловой скорости, соответствующей моменту срабатывания дебаланса ω_s , центробежная сила начинает преодолевать силы сопротивления пружины:

$$\omega_s = \sqrt{\frac{F_{s0}}{m_d r}}.$$

Дальнейшее увеличение угловой скорости приведет к существенному росту вынуждающей силы и, соответственно, к переходу рабочей массы дебаланса в крайнее положение.

Чтобы оценить работу такого дебаланса, включая получение данных о возможных автоколебаниях выдвигной массы и об изменении потребного крутящего момента, необходимо выполнить динамический анализ работы вибратора, максимально соотнеся его параметры с реальной машиной. В качестве таковой выберем вибрационный дорожный каток ZDM-10-VD

производства Рыбинского завода дорожных машин, предназначенный для уплотнения асфальтобетонных смесей при среднем объеме работ. В соответствии с характеристиками уплотняющей машины вынуждающая сила, создаваемая дебалансом, должна равняться 110 кН при частоте вибрации 45 Гц.

Моделирование привода. Моделирование механической части вибратора, представляющей собой вращающуюся с определенным эксцентриситетом массу, является достаточно тривиальным. В то же время для получения адекватных результатов эксперимента нельзя заменить привод простым назначением угловой скорости в периоды разгона, установившегося движения и торможения [12]. Необходимо оценить влияние изменяемого в процессе работы статического момента дебаланса на общую динамику системы, для чего надо достаточно точно смоделировать приводной момент на всех этапах работы.

Для привода промышленных вибраторов, как правило, применяют асинхронный электродвигатель переменного тока [13]. При эксплуатации вибраторов на мобильной машине их привод в подавляющем большинстве случаев осуществляется от нерегулируемых гидромоторов с постоянным рабочим объемом [14].

При использовании асинхронного электродвигателя переменного тока крутящий момент на валу вибратора в 2–3 раза превышает номинальное значение, что существенно уменьшает время разгона вала дебаланса и обеспечивает существенное снижение резонансных явлений. При установке дополнительного оборудования, которое обеспечивает динамическое торможение, проблемы, связанные с резонансом в таких системах, удастся устранить до приемлемой степени [15]. Вместе с тем безрезонансные вибраторы можно успешно эксплуатировать и с приводом такого типа, обеспечивая ряд других преимуществ.

При применении гидромотора с постоянным рабочим объемом номинальный вращающий момент определяется как

$$M = \frac{\Delta p q \eta_{hm}}{2\pi},$$

где Δp — перепад давления на гидромоторе; q — его рабочий объем; η_{hm} — гидромеханический коэффициент полезного действия (КПД) гидромотора.

В режиме установившегося движения частота вращения вала гидромотора

$$n = \frac{Q\eta_0}{q}$$

где Q — расход рабочей жидкости (РЖ) Q , подаваемой насосом; η_0 — объемный КПД гидромотора.

Объемный КПД характеризует утечки РЖ по элементам качающего узла гидромотора, которые будут зависеть от вязкости РЖ и перепада давления между напорной и дренажной полостями. Для исправного гидромотора объемный КПД не должен быть меньше 0,9 при номинальном давлении [16]. Поэтому график, характеризующий приводной крутящий момент гидромотора, зададим для трех участков: разгона, установившегося движения и торможения вибровозбудителя (рис. 2).

На участке разгона вибровозбудителя реализуется максимальный крутящий момент, так как гидромотор обеспечен избыточным расходом РЖ (причем часть ее сливается через предохранительный клапан). При достижении частоты вращения, составляющей 0,9 номинального значения, расходы РЖ, которые подает насос и потребляет гидромотор, сбалансированы. Дальнейшее увеличение частоты вращения приведет к уменьшению крутящего момента на валу гидромотора вследствие внутренних утечек. Снижение крутящего момента будет происходить, пока он не сравняется с общим моментом сопротивления вращению вала вибратора.

На участке установившегося движения вибровозбудителя имеет место баланс крутящих моментов привода вибратора и момента сопро-

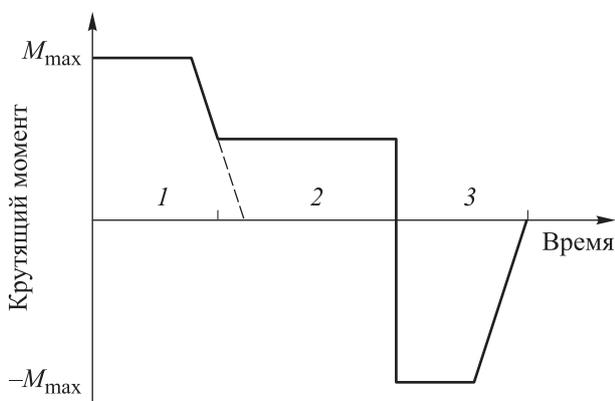


Рис. 2. Зависимость крутящего момента на валу гидромотора от времени на участках разгона (1), установившегося движения (2) и торможения (3) вибровозбудителя

тивления движению (от сил трения, тяжести, инерции и т. д.).

На участке торможения вибровозбудителя происходит отключение гидромотора, который начинает работать в режиме насоса с приводом от кинетической энергии вибратора. При этом РЖ нагнетается в сливную линию гидромотора, а энергия РЖ рассеивается через клапан реактивных давлений. При достижении частоты вращения, составляющей 0,1 номинального значения, тормозной крутящий момент начинает снижаться до полной остановки вибратора.

Выбранный для численного моделирования дорожный каток ZDM-10-VD оснащен гидромотором 310.3.56. производства АО «Пневмостроймашина», параметры которого приведены в таблице.

Динамическое моделирование. Моделирование проведено в среде Autodesk Inventor Professional при следующих условиях и допущениях.

1. Во всех расчетных схемах поочередно моделируют два вибровозбудителя: аналогичный по характеристикам прототипу и вариант с изменяемым эксцентриситетом.

2. Вибровозбудитель дорожного катка ZDM-10-VD состоит из подвижных и неподвижных дебалансов, закрепленных на приводном валу. Упрощенно вибратор моделируют единым телом, масса и эксцентриситет которого подобраны так, чтобы при номинальной частоте вращения 45 Гц создавать паспортное значение вынуждающей силы, составляющей 110 кН.

Параметры гидромотора 310.3.56

Параметр	Значение
Рабочий объем, см ³	56
Максимальное рабочее давление, МПа	40
Рабочее давление, установленное заводом-изготовителем катка, МПа	28
Максимальная частота вращения, мин ⁻¹	3750
Частота вращения, соответствующая заданной частоте вибрации 45 Гц, мин ⁻¹	2700
Коэффициент расхода	0,95
Максимальный крутящий момент, заданный заводом-изготовителем гидромотора, Н·м	338
Расчетный максимальный момент, соответствующий рассматриваемому катку M_{max} , Н·м	220,3

3. Вибровозбудитель с изменяемым эксцентриситетом содержит два тела: центральную часть, вращающуюся вокруг своей оси, и выдвигной дебаланс, способный перемещаться только вдоль поперечной оси центральной части и соединенный с ней пружиной сжатия. Полная масса вибровозбудителя соответствует прототипу, а масса m_d и максимальный ход выдвигного дебаланса $\Delta h + r$ обеспечивают на частоте 45 Гц вынуждающую силу 110 кН.

4. Жесткость пружины дебаланса принята из условия полного выдвигения дебаланса при максимальной частоте вращения приводного вала:

$$F_c > k\Delta h + F_{s0};$$

$$k = 0,99 \frac{F_c - F_{s0}}{\Delta h}.$$

5. Демпфирование пружины с коэффициентом C задано исходя из рекомендуемого для стальных пружин коэффициента затухания колебаний $\zeta = 0,005$ [17]:

$$\zeta = \frac{C}{2\sqrt{km_d}} = 0,005.$$

6. При вращении вибровозбудителя учитывают коэффициент трения 0,004, соответствующий применяемому в дорожном катке ZDM-10-VD сферическим роликовым подшипником.

7. Динамическое моделирование выполняют для трех схем:

- стандартного вибровозбудителя с жесткой связью (рис. 3, а) для оценки динамики разгона вибровала и создаваемой вибратором вынуждающей силы;

- вибростола (рис. 3, б) для моделирования перемещений массы, жестко связанной с вибровозбудителем;

- виброкатка (рис. 3, в) для оценки контактной силы между его рабочим органом и уплотняемой поверхностью; при этом каток моделируют как трехмассную колебательную систему, состоящую из вальца, прикрепленного с помощью упругих элементов к раме и опирающегося на обладающую определенной жесткостью поверхность [18].

8. Время моделирования составляет 10 с. Система изначально неподвижна и находится в состоянии равновесия. В начальный момент времени к вибровозбудителю прикладывают крутящий момент, соответствующий нагрузочной характеристике гидромотора дорожного катка (см. рис. 2), а после периода установивше-

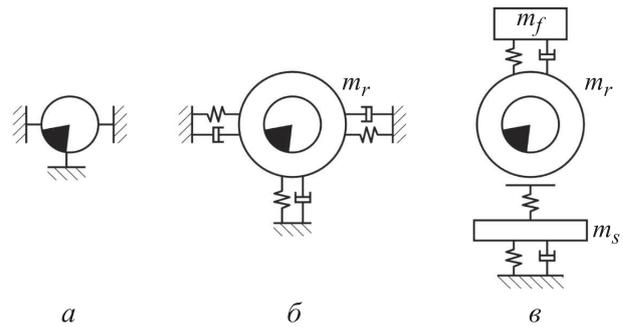


Рис. 3. Расчетные схемы для динамического моделирования вибровозбудителя с жесткой связью (а), вибростола (б) и виброкатка (в)

гося движения на седьмой секунде — крутящий момент, останавливающий вращение.

9. Моделирование вибровозбудителя с жесткой связью выполняют без учета силы тяжести.

10. При моделировании схем вибростола и виброкатка их масса m_r принята равной 2000 кг, что соответствует массе вальца ZDM-10-VD. Жесткость и коэффициент демпфирования элементов подвески соответствуют значениям для амортизаторов дорожного катка.

11. При моделировании схемы виброкатка присоединенная масса уплотняемого материала m_s принята равной 20 % массы вальца [19]. Жесткость и коэффициент демпфирования уплотняемого материала соответствуют значениям, характерным для момента переключения вибрации на максимальную амплитуду (т. е. для реверсирования вала вибровозбудителя) [20].

12. Для обеспечения точности в ходе проведения динамического моделирования состояние системы рассчитывают каждую 0,001 с.

Результаты моделирования. Полученные в результате моделирования зависимости вынуждающей силы от времени для вибровозбудителей с жесткой связью и изменяемым эксцентриситетом приведены на рис. 4, а. Здесь показаны создаваемые вибраторами вынуждающие силы в абсолютных значениях и проекции на вертикальную ось (синусоиды). Полное время разгона вибровозбудителя до рабочей частоты увеличилось примерно в 3 раза, достигнув 1,5 с. Также следует обратить внимание на колебания вынуждающей силы в процессе разгона вибровозбудителя, что вызвано колебаниями дебаланса, возникающими вследствие недостаточного собственного демпфирования пружины.

Зависимости угловой скорости и момента трения от времени для обоих типов вибровоз-

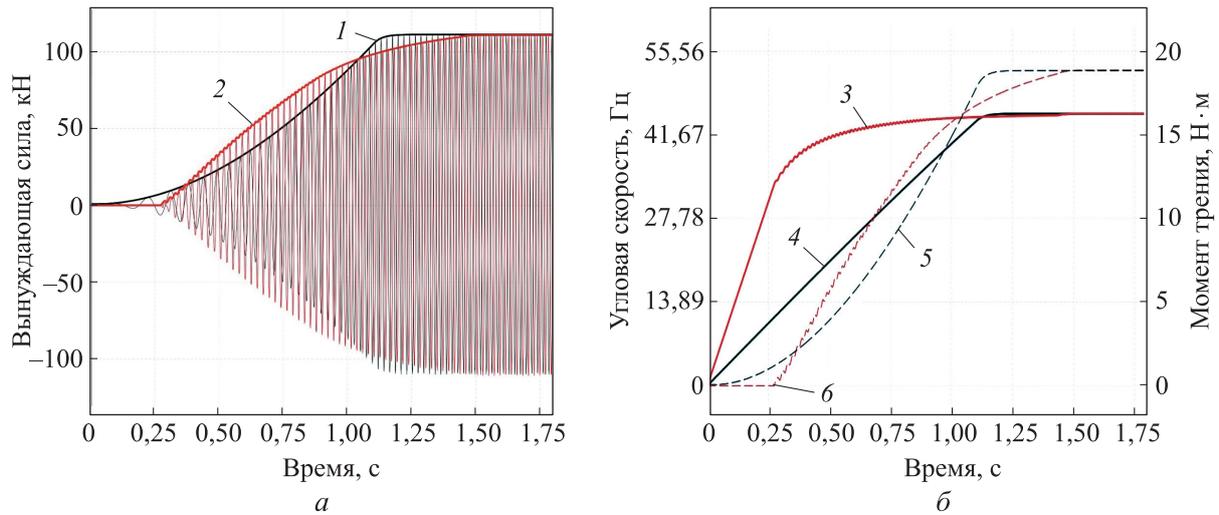


Рис. 4. Результаты моделирования вибровозбудителей с жесткой связью (1, 4, 5) и изменяемым эксцентриситетом (2, 3, 6):
 а — зависимость вынуждающей силы (1, 2) от времени;
 б — зависимости угловой скорости (3, 4) и момента трения (5, 6) от времени

будителей приведены на рис. 4, б. Можно видеть момент начала выдвигания дебаланса примерно на 0,27 с, что приводит к появлению радиальной силы, обуславливающей возникновение момента трения. На начальном этапе разгона сила трения для вибровозбудителя с изменяемым эксцентриситетом равна нулю.

Зависимости смещения центра масс вибростола относительно положения равновесия от времени для вибровозбудителей с жесткой связью и изменяемым эксцентриситетом приведены на рис. 5. Амплитуда колебаний в период разгона вибровозбудителя с жесткой связью в 3 раза превышает рабочую. Во время торможения резонансные явления менее выражены вследствие активного торможения вала, но

также являются заметными. Напротив, при работе вибровозбудителя с изменяемым эксцентриситетом резонанс полностью отсутствует, происходит постепенный рост амплитуды колебаний до номинального значения (наблюдаемого при установившемся движении).

Для схемы виброкатка наиболее важной характеристикой являются контактные напряжения под вальцом (рис. 6). Процесс уплотнения дорожно-строительных материалов виброкатком характеризуется дискретным повышением степени силового воздействия в соответствии с растущей плотностью и несущей способностью материала [21].

Превышение допустимого уровня контактных напряжений приводит к дроблению ка-

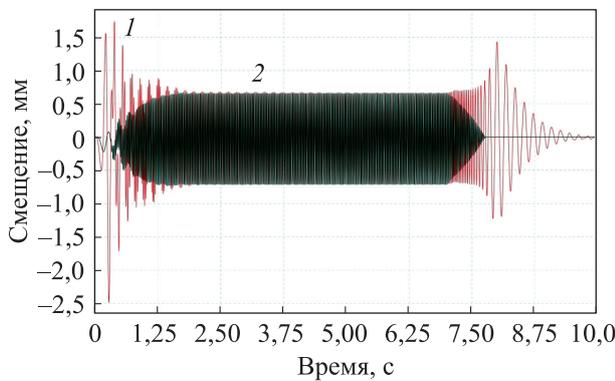


Рис. 5. Зависимости смещения центра масс вибростола относительно положения равновесия от времени для вибровозбудителей с жесткой связью (1) и изменяемым эксцентриситетом (2)

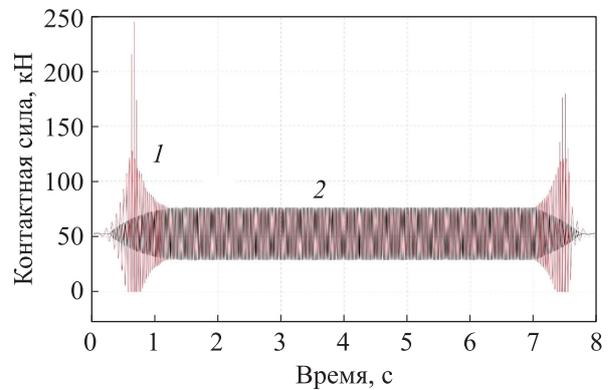


Рис. 6. Зависимости контактной силы под вальцом от времени для вибровозбудителей с жесткой связью (1) и изменяемым эксцентриситетом (2)

менного материала, входящего в состав асфальтобетонных смесей, и к появлению практически неустраняемых неровностей и трещин в дорожном покрытии. Поэтому только что уложенный материал предварительно укатывают без вибрации, после чего происходит доуплотнение при меньшей амплитуде вибрации и окончательное уплотнение при максимальной.

В современных дорожных катках применяют схему с подвижными и неподвижными дебалансами, которые зацепляясь между собой, механически занимают разное относительное положение при прямом и обратном направлениях вращения вала вибровозбудителя. Поэтому валец при уплотнении по крайней мере трижды проходит резонансную частоту: первый раз — при включении вибровозбудителя в прямом направлении, второй — при остановке вибрации, в третий — при включении вибровозбудителя в обратном направлении (для реализации максимальной вынуждающей силы). При окончательном выключении вибратор также проходит через зону резонанса, но это происходит, как правило, на уже уплотненной поверхности.

При резонансных частотах контактные напряжения под вальцом могут значительно превышать предельные значения для неуплотненного материала. Как видно из рис. 6, в период разгона контактная сила более чем в 3 раза превышает рабочую. Также необходимо обратить внимание, что как при разгоне, так и при остановке вибровозбудителя валец отрывается от поверхности материала (контактные силы становятся равными нулю), т. е. происходит переход в нежелательный виброударный режим работы. Напротив, вибровозбудитель с изменяемым эксцентриситетом полностью избавлен от таких явлений.

Выводы

1. По результатам динамического моделирования установлено, что вибровозбудитель с изменяемым эксцентриситетом является работоспособным при условии, что резонансная угловая частота меньше угловой скорости

вибровозбудителя, при которой подпружиненный дебаланс начинает обратное движение с уменьшением эксцентриситета.

2. Конструирование указанного дебаланса требует правильного подбора значительного числа параметров, обеспечивающих нормальную работу в режиме разгона и остановки, что может потребовать решения оптимизационной задачи для получения рациональной конструкции.

3. Современные вибрационные машины функционируют при достаточно высоких рабочих значениях вынуждающих сил. Так, рассмотренный вибратор с общей вынуждающей силой 110 кН требует для работы соответствующую пружину, способную сопротивляться значительным центробежным силам в период разгона. Представить себе размеры винтовой пружины с рабочей силой сжатия, измеряемой сотнями кН/м, достаточно сложно, а компактно уместить ее во вращающемся дебалансном узле еще сложнее. Вместе с тем очевидным решением является использование нескольких вибрационных модулей на одном валу, благодаря чему число пружин возрастает, а их требуемая жесткость падает. Также уравнение (1) позволяет заключить, что жесткость пружин можно уменьшить увеличением усилия предварительного сжатия и хода дебаланса. Кроме того, можно применять пневмопружины высокого давления, однако это вызывает сложности по обеспечению надежности высоконагруженного узла, работающего при большой частоте вибрации.

4. Технологическая неточность изготовления элементов, отклонения по жесткости и предварительной настройки пружины, неизбежные различия сил трения в парах вносят дополнительные ограничения для использования таких дебалансов в сдвоенных вибраторах, предназначенных для генерации направленных колебаний.

5. Вместе с тем применение уравновешенных в периоды разгона и торможения вибровозбудителей дает значительные преимущества для вибрационных машин, работающих при резонансных частотах. Поэтому разработка методики проектирования таких механизмов является оправданной.

Литература

- [1] Blekhman L.I., Kremer E.B., Vasilkov V.B. Research on vibration processes and devices: new results and applications. In: *Mechanics and control of solids and structures*. Springer, 2022, pp. 75–90, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-93076-9_4

- [2] Wen B. Recent development of vibration utilization engineering. *Front. Mech. Eng. China*, 2008, vol. 3, no. 1, pp. 1–9, doi: <https://doi.org/10.1007/s11465-008-0017-2>
- [3] Blekhman I.I., Semenov Y.A., Yaroshevych M.P. On the possibility of designing adaptive vibration machinery using self-synchronizing exciters. In: *Advanced technologies in robotics and intelligent systems*. Springer, 2020, pp. 231–236, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-33491-8_28
- [4] Земсков В.Д. Патент SU 107637. *Инерционный вибратор*. Заявл. 04.04.1955, опубл. 30.11.1956.
- [5] Пикулев Н.А. Патент SU 131528. *Вибратор*. Заявл. 12.11.1959, опубл. 30.11.1960.
- [6] Цаплин С.А. Патент SU 112035. *Дебаланс для вибрационных машин*. Заявл. 23.05.1957, опубл. 30.11.1958.
- [7] Блехман И.И., Блехман Л.И., Ярошевич Н.П. К динамике привода вибрационных машин с инерционным возбуждением. *Обогащение руд*, 2017, № 4, с. 49–53, doi: <https://doi.org/10.17580/or.2017.04.09>
- [8] Gursky V., Krot P., Korendiy V. et al. Dynamic analysis of an enhanced multi-frequency inertial exciter for industrial vibrating machines. *Machines*, 2022, vol 10, no. 2, pp. 130–134, doi: <https://doi.org/10.3390/machines10020130>
- [9] Гуревич Л.М. Патент SU 278502. *Вибратор с переменным статическим моментом*. Заявл. 08.01.1969, опубл. 05.08.1970.
- [10] Малахов А.П., Аносов В.Н., Чичинин И.С. и др. *Регулируемый вибровозбудитель*. Патент RU 2240185. Заявл. 11.04.2003, опубл. 20.11.2004.
- [11] Cochran T.E. *Vibrating apparatus for vibratory compactors*. Патент US 4362431. Заявл. 14.05.1981, опубл. 07.12.1982.
- [12] Simonov V.F., Kordubailo A.O., Neyman V.Y. et al. Modelling of electric drive of vibration exciter. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2020, vol. 1661, art. 012083, doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1661/1/012083>
- [13] Yaroshevich N., Yaroshevych O., Lyshuk V. Drive dynamics of vibratory machines with inertia excitation. In: *Vibration engineering and technology of machinery*. Springer, 2021, pp. 37–47, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-60694-7_2
- [14] Тюремнов И.С., Игнатъев А.А., Филатов И.С. Статистический анализ технических характеристик грунтовых вибрационных катков. *Вестник ТОГУ*, 2014, № 3, с. 81–88.
- [15] Фурманов Д.В., Барулев А.В., Тарасова Н.Е. и др. Динамическое торможение инерционных вибраторов виброплощадок для уплотнения бетонных смесей. *Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета*, 2019, т. 16, № 2, с. 134–144.
- [16] Гойдо М.Е. *Проектирование объемных гидроприводов*. Москва, Машиностроение, 2009. 304 с.
- [17] Zhu S., Yang J., Yan H. et al. Low-frequency vibration control of floating slab tracks using dynamic vibration absorbers. *Veh. Syst. Dyn.*, 2015, vol. 53, no. 9, pp. 1296–1314, doi: <https://doi.org/10.1080/00423114.2015.1046460>
- [18] Li S., Hu C. Study on dynamic model of vibratory roller - soil system. *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, 2018, vol. 113, art. 012187, doi: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/113/1/012187>
- [19] Тюремнов И.С., Морев А.С., Фурманов Д.В. К вопросу обоснования значения присоединенной массы грунта при реологическом моделировании процесса уплотнения грунта вибрационным катком. *Проблемы машиноведения. Мат. III Межд. науч.-тех. конф.* Ч. 1. Омск, ОмГТУ, 2019, с. 215–223.
- [20] Li J., Lu L., Zhou Z. et al. Dynamic modeling simulation and analysis of amplitude frequency characteristics on Tandem-Heavy oscillating rollers. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, 2018, vol. 382, no. 3, art. 032040, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/382/3/032040>
- [21] Попов Ю.Г., Малов Г.С., Красников А.С. Моделирование и оптимизация двухамплитудного дебаланса с подвижной внутренней массой. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 6, с. 30–38, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-6-30-38>

References

- [1] Blekhman L.I., Kremer E.B., Vasilkov V.B. Research on vibration processes and devices: new results and applications. In: *Mechanics and control of solids and structures*. Springer, 2022, pp. 75–90, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-93076-9_4
- [2] Wen B. Recent development of vibration utilization engineering. *Front. Mech. Eng. China*, 2008, vol. 3, no. 1, pp. 1–9, doi: <https://doi.org/10.1007/s11465-008-0017-2>
- [3] Blekhman I.I., Semenov Y.A., Yaroshevych M.P. On the possibility of designing adaptive vibration machinery using self-synchronizing exciters. In: *Advanced technologies in robotics and intelligent systems*. Springer, 2020, pp. 231–236, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-33491-8_28
- [4] Zemskov V.D. Patent SU 107637. *Inertsionnyy vibrator* [Inertia vibrator]. Appl. 04.04.1955, publ. 30.11.1956. (In Russ.).
- [5] Pikulev N.A. Patent SU 131528. *Vibrator* [Vibrator]. Appl. 12.11.1959, publ. 30.11.1960. (In Russ.).
- [6] Tsaplin S.A. Patent SU 112035. *Debalans dlya vibratsionnykh mashin* [Unbalance for vibratory machines]. Appl. 23.05.1957, publ. 30.11.1958. (In Russ.).
- [7] Blekhman I.I., Blekhman L.I., Yaroshevich N.P. Upon drive dynamics of vibratory machines with inertia excitation. *Obogashchenie rud*, 2017, no. 4, pp. 49–53, doi: <https://doi.org/10.17580/or.2017.04.09> (in Russ.).
- [8] Gursky V., Krot P., Korendiy V. et al. Dynamic analysis of an enhanced multi-frequency inertial exciter for industrial vibrating machines. *Machines*, 2022, vol 10, no. 2, pp. 130–134, doi: <https://doi.org/10.3390/machines10020130>
- [9] Gurevich L.M. Patent SU 278502. *Vibrator s peremennym staticheskim momentom* [Vibrator with variable static moment]. Appl. 08.01.1969, publ. 05.08.1970. (In Russ.).
- [10] Malakhov A.P., Anosov V.N., Chichinin I.S. et al. *Reguliruemyy vibrovzbuditel* [Adjustable vibration generator]. Patent RU 2240185. Appl. 11.04.2003, publ. 20.11.2004. (In Russ.).
- [11] Cochran T.E. *Vibrating apparatus for vibratory compactors*. Patent US 4362431. Appl. 14.05.1981, publ. 07.12.1982.
- [12] Simonov B.F., Kordubailo A.O., Neyman V.Y. et al. Modelling of electric drive of vibration exciter. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2020, vol. 1661, art. 012083, doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1661/1/012083>
- [13] Yaroshevich N., Yaroshevych O., Lyshuk V. Drive dynamics of vibratory machines with inertia excitation. In: *Vibration engineering and technology of machinery*. Springer, 2021, pp. 37–47, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-60694-7_2
- [14] Tyuremnov I.S., Ignatyev A.A., Filatov I.S. Statistical analysis of technical characteristics for the soil vibrating rollers. *Vestnik TOGU* [Bulletin of Pacific National University], 2014, no. 3, pp. 81–88. (In Russ.).
- [15] Furmanov D.V., Barulev A.V., Tarasova N.E. et al. Dynamic braking of the inertial vibrator of vibratory plates for concrete mixes compacting. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta* [The Russian Automobile and Highway Industry Journal], 2019, vol. 16, no. 2, pp. 134–144. (In Russ.).
- [16] Goydo M.E. *Proektirovanie obemnykh gidroprivodov* [Design of volumetric hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2009. 304 p. (In Russ.).
- [17] Zhu S., Yang J., Yan H. et al. Low-frequency vibration control of floating slab tracks using dynamic vibration absorbers. *Veh. Syst. Dyn.*, 2015, vol. 53, no. 9, pp. 1296–1314, doi: <https://doi.org/10.1080/00423114.2015.1046460>
- [18] Li S., Hu C. Study on dynamic model of vibratory roller - soil system. *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, 2018, vol. 113, art. 012187, doi: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/113/1/012187>
- [19] Tyuremnov I.S., Morev A.S., Furmanov D.V. [To the problem of justification of the value of the soil connected mass at rheological modelling of soil compaction process by a vibrating roller]. *Problemy mashinovedeniya. Mat. III Mezhd. nauch.-tekh. konf. Ch. 1* [Problems of Mechanical Engineering. Proc. III Int. Sci.-Pract. Conf. P. 1]. Omsk, OmGTU, 2019, pp. 215–223. (In Russ.).

- [20] Li J., Lu L., Zhou Z. et al. Dynamic modeling simulation and analysis of amplitude frequency characteristics on Tandem-Heavy oscillating rollers. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, 2018, vol. 382, no. 3, art. 032040, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/382/3/032040>
- [21] Popov Yu.G., Malov G.S., Krasnikov A.S. Modeling and optimization of two-amplitude eccentric weight with fluent inner mass. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2023, no. 6, pp. 30–38, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-6-30-38> (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 04.04.2024

Информация об авторах

ПОПОВ Юрий Германович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Строительные и дорожные машины». Ярославский государственный технический университет (150999, Ярославль, Российская Федерация, Московский проспект, д. 88, e-mail: popovyug@ystu.ru).

ФУРМАНОВ Денис Владимирович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Строительные и дорожные машины». Ярославский государственный технический университет (150999, Ярославль, Российская Федерация, Московский проспект, д. 88, e-mail: denis_furmanov@mail.ru).

МАЛОВ Глеб Сергеевич — аспирант кафедры «Строительные и дорожные машины». Ярославский государственный технический университет (150999, Ярославль, Российская Федерация, Московский проспект, д. 88, e-mail: yargleb@mail.ru).

Information about the authors

POPOV Yuri Germanovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Building and Road Machines. Yaroslavl State Technical University (150999, Yaroslavl, Russian Federation, Moskovskiy Ave., Bldg. 88, e-mail: popovyug@ystu.ru).

FURMANOV Denis Vladimirovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Building and Road Machines. Yaroslavl State Technical University (150999, Yaroslavl, Russian Federation, Moskovskiy Ave., Bldg. 88, e-mail: denis_furmanov@mail.ru).

MALOV Gleb Sergeevich — Postgraduate. Department of building and road machines. Yaroslavl State Technical University (150999, Yaroslavl, Russian Federation, Moskovskiy Ave., Bldg. 88, e-mail: yargleb@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Попов Ю.Г., Фурманов Д.В., Малов Г.С. Моделирование работы безрезонансного вибровозбудителя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 12, с. 34–43.

Please cite this article in English as:

Popov Y.G., Furmanov D.V., Malov G.S. Simulation of the non-resonant vibration exciter operation. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 12, pp. 34–43.