

УДК 621.8.034

doi: 10.18698/0536-1044-2023-6-30-38

Моделирование и оптимизация двухамплитудного дебаланса с подвижной внутренней массой

Ю.Г. Попов, Г.С. Малов, А.С. Красников

Ярославский государственный технический университет

Modeling and optimization of two-amplitude eccentric weight with fluent inner mass

Y.G. Popov, G.S. Malov, A.S. Krasnikov

Yaroslavl State Technical University

Рассмотрен вибровозбудитель вибрационного катка, выполненный на основе пустотелых дебалансов с сыпучей внутренней массой. Такая конструкция позволяет уменьшить негативные эффекты ударов и резонансных явлений при реверсировании и разгоне дебалансного вала. Однако в научной литературе отсутствуют сведения о методиках проектирования таких вибровозбудителей. Также неясен характер движения сыпучей массы внутри дебаланса при его разгоне и во время равномерного вращения. В связи с этим проведено динамическое моделирование, которое выявило характерные особенности движения внутренней массы. На основе этой информации предложен способ определения объема сыпучей внутренней массы и ее рабочего эксцентриситета. Построена параметризованная модель дебаланса и сыпучей массы для установившегося движения. По управляемым параметрам выполнена многопараметрическая оптимизация с помощью программного комплекса IOSO NM. Предложенный подход позволяет проектировать вибровозбудители с заданными характеристиками вибрации для различных типов вибрационных катков.

Ключевые слова: двухамплитудный дебаланс, вибрационный каток, динамическое моделирование, многопараметрическая оптимизация, вынуждающая сила, параметризованная модель

The article discusses the vibration exciter of a vibratory roller, including a hollow eccentric weight located inside with a fluent mass. This design makes it possible to reduce the negative effects of shocks and resonance phenomena during reversal and acceleration of the unbalanced shaft. However, in the scientific literature there is no information about the methods for designing such vibration exciters. It is also unclear the movement of the fluent mass inside the eccentric weight during its acceleration and during uniform rotation. In this regard, dynamic modeling was carried out, which made it possible to identify the characteristic features of the movement of the internal mass. Based on this information, a method was proposed for determining the volume of the loose internal mass and its working eccentricity. A parameterized model of unbalance and fluent mass for steady motion was built and multicriteria optimization was carried out using the IOSO NM software package for controlled parameters. The above technique allows designing vibration exciters with specified vibration characteristics for various types of vibratory rollers.

Keywords: two-amplitude eccentric, vibratory roller, dynamic modeling, multicriteria optimization, centrifugal force, parameterized model

Вынуждающая сила — один из основных параметров вибрационного катка (ВК) — определяет степень силового воздействия вальца на материал и интенсивность процесса уплотнения [1]. Современные ВК обычно имеют вибровозбудители с двумя значениями вынуждающей силы: для прикатки (меньшее) и окончательного уплотнения материала (максимальное) [2].

В большинстве катков (в том числе во всех отечественных) применена схема с подвижным и неподвижным дебалансами. Изменение вынуждающей силы достигается реверсированием вращения вала вибровозбудителя [3]. Причем подвижный и неподвижный дебалансы механически зацепляются так, что создаваемые ими вынуждающие силы либо складываются (при обратном направлении), либо вычитаются (при прямом направлении).

Вследствие значительной массы дебалансов, а также высокой скорости вращения дебалансного вала при переключении вынуждающей силы возникает сильный удар, оказывающий негативное влияние на гидромотор привода и другие элементы конструкции вибровозбудителя [4].

Производители уплотняющей техники стремятся уменьшить влияние таких ударных нагрузок в ВК. Компании Volvo, Bomag и Dynapac используют изолированные вибрационные узлы, в которых соударение подвижного и неподвижного дебалансов осуществляется на значительной площади контакта. Дополнительно удар демпфируется масляной ванной и специальными накладками на сталкивающиеся поверхности.

Также немаловажной проблемой при изменении вынуждающей силы является прохождение зоны резонанса во время разгона или торможения вибровозбудителя [5]. Валец, прикрепленный с помощью упругих элементов к раме катка и опирающийся на обладающую определенной жесткостью поверхность, представляет собой трехмассную колебательную систему [6, 7]. Нормальным является зарезонансный режим работы. Таким образом, при реверсировании вала вибровозбудителя зону резонанса в любом случае приходится проходить до выхода на рабочую частоту вращения.

Резкое возрастание амплитуды вынужденных колебаний опасно как для конструкции катка, так и для качества уплотняемой поверхности, что особенно важно для асфальтобетонных смесей [8]. Поэтому зону резонанса обычно

стараятся проскочить как можно быстрее, уменьшая время разгона до минимума. Это, в свою очередь, приводит к увеличению ударной нагрузки при переключении дебалансов, которое осуществляется за первый же оборот вала.

Некоторые производители, такие как Caterpillar, HAMM и их дочерние компании (например, Shandong Engineering Machinery), изготавливают вибровозбудители с сыпучей внутренней массой [9]. В качестве материала обычно выступает стальная дробь, которую помещают в полость особой формы, внутри неподвижно закрепленного на валу дебаланса [10, 11]. При вращении вала в прямом или обратном направлении подвижная масса занимает положение, уменьшающее или увеличивающее суммарную вынуждающую силу соответственно.

Такой подход имеет следующие преимущества:

- уменьшение ударной нагрузки при реверсировании вала; масса дроби не является жестким телом и, сталкиваясь с препятствием, перераспределяется, не создавая концентрированного удара;

- при разгоне и равномерном движении дробь ведет себя по-разному вследствие неодинакового направления действующих сил инерции и центробежных сил отдельных частиц; поэтому при разгоне внутренняя масса будет занимать положение, отличающееся от того, что будет при равномерном движении, благодаря чему в период разгона вынуждающая сила оказывается меньше номинальной, что немного снижает амплитуду резонансных колебаний;

- такая схема хорошо поддается унификации благодаря регулированию получаемой вынуждающей силы через объем засыпанной дроби и общую ширину неподвижного дебаланса.

Однако в открытых источниках нет описанных методик проектирования таких вибровозбудителей, и крайне мало научных работ, изучающих движение текучей внутренней массы при вращении дебаланса. В патенте [12] упоминается проведенное стробоскопическое исследование перемещения дроби внутри вращающейся емкости, но в открытых источниках его результатов найти не удалось. На сегодняшний день это является одним из серьезных препятствий к внедрению таких вибровозбудителей.

Методы. Для построения дебаланса с заданными характеристиками должны быть решены следующие три задачи.

Определение характера движения подвижной массы внутри дебаланса во время работы катка. Без моделирования можно предположить, что при разгоне вала шарики, составляющие подвижную массу, будут прижаты силами инерции к стенке внутренней полости, противоположной направлению вращения.

Также очевидно, что при равномерном вращении на каждое тело внутри дебаланса будет действовать только центробежная сила, поэтому подвижная масса должна равномерно распределиться по внутренней поверхности дебаланса. Однако в патенте [12] описана «серповидная поверхность» подвижной массы (рис. 1), наблюдаемая при стробоскопическом исследовании, что противоречит сделанному предположению.

Возможно, распределению подвижной массы будут препятствовать силы трения между шариками, которые могут быть достаточно большими, чтобы в значительной мере замедлить этот процесс или даже остановить его на каком-то этапе.

Аналитическое решение этой задачи представляется сложным, поэтому использован модуль динамического моделирования Autodesk Inventor, обеспечивающий достаточную точность и объем расчетных параметров, а также необходимые инструменты моделирования [13].

В качестве точки отсчета зададимся геометрическими размерами модуля вибровозбудителя и параметрами вибрации ВК CS-563D компании Caterpillar [14]. В этом ВК использованы дебалансы сложной формы, содержащие по 8,3 кг стальной дроби в качестве текучей подвижной массы [15]. Создаваемая вибрационным модулем максимальная вынуждающая сила составляет 266 кН, минимальная — 133 кН. Рабочая частота вращения дебалансного вала — 32 Гц.

Определение геометрических параметров дебаланса. Итоговая конструкция должна обладать теми же характеристиками вибрации, что и прототип. Вынуждающая сила определяется выражением

$$F = m(2\pi f)^2 e,$$

где m — масса дебаланса, кг; f — частота вращения дебалансного вала, Гц; e — эксцентриситет, м.

Масса и эксцентриситет являются изменяющимися параметрами, зависящими от формы дебаланса. Требуется построить 3D-модели дебаланса и внутренней массы с определенным набором геометрических параметров, варьируя которые можно получить необходимые значения вынуждающей силы.

Построение будет осуществляться в программе Компас-3D, позволяющей параметризовать модели и определять их массоцентровочные характеристики. Число параметров должно быть по возможности минимальным для упрощения задачи оптимизации.

Получение точных значений геометрических параметров дебаланса с требуемыми характеристиками вибрации. Наличие параметризованной модели позволяет решить эту задачу последовательным перебором управляющих переменных с удовлетворительной точностью. Однако тогда придется искусственно задаваться значениями зависимых параметров, и будет сложно получить решение, оптимальное с точки зрения эффективности создания вынуждающей силы.

Последовательное варьирование всех управляющих параметров означает применение затратного по времени метода прямого перебора. Поэтому для определения геометрии дебаланса применен отечественный программный комплекс IOSO NM, позволяющий быстро решать

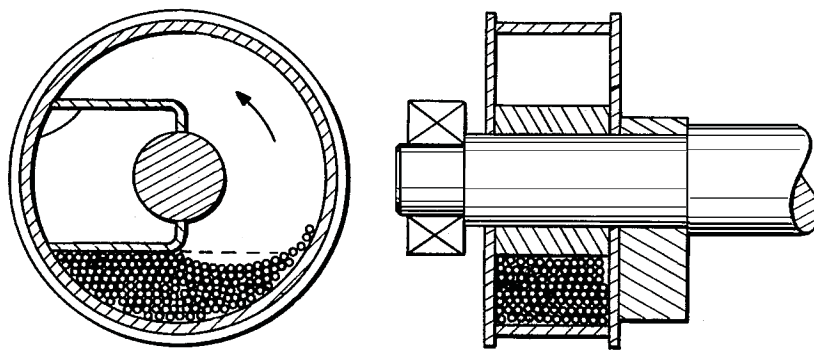


Рис. 1. Схема дебаланса с серповидной поверхностью подвижной массы

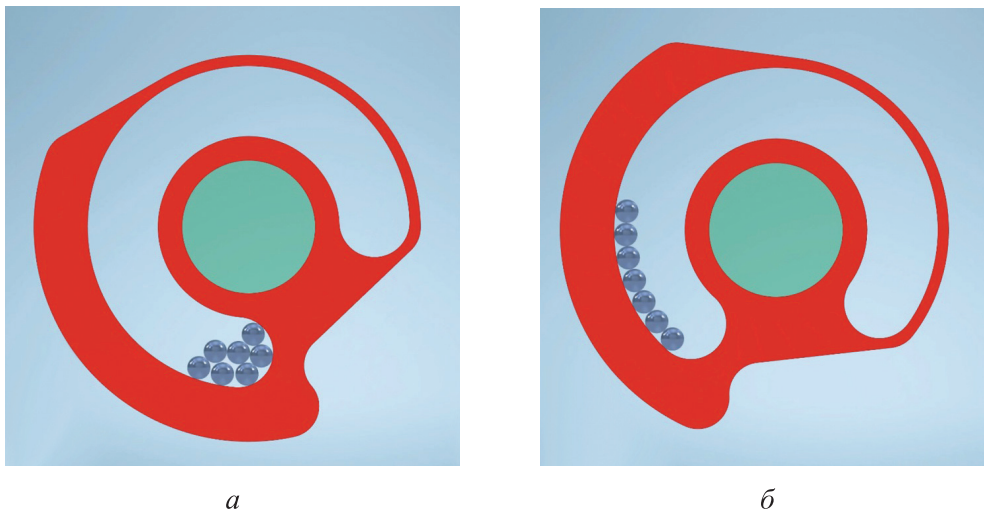


Рис. 2. Модели дебаланса в период разгона (а) и при равномерном вращении по ходу часовой стрелки (б)

многопараметрические оптимизационные задачи и напрямую управлять файлами моделей Компас-3D в процессе поиска решения [16].

Динамическое моделирование. Построена упрощенная 3D-модель дебаланса с внутренней полостью неизменного радиуса. Внутри размещены стальные шарики с набором ограничений, допускающих перемещение внутри замкнутой полости и только в плоскости дебаланса.

Динамическое моделирование проведено для прямого и обратного вращения с изменением частоты вращения в диапазоне 0...32 Гц и при постоянной скорости 32 Гц. Общее время моделирования составило 5 с: 2 с — разгон и 3 с — вращение дебаланса с постоянной скоростью. Все моделируемые объекты приняты абсолютно жесткими. Соударения шариков друг с другом и с корпусом дебаланса определялись коэффициентом восстановления, равным 0,8.

Так как все объекты могут перемещаться только в одной плоскости, коэффициент трения качения принят равным 0,001 и задавался как ограничение степени свободы вращательного движения шарика вокруг его оси, расположенной перпендикулярно плоскости дебаланса.

Моделирование проведено при коэффициенте трения скольжения от 0,10 (сталь по стали со смазкой) до 0,42 (сухое, сталь по стали) в прямом и обратном направлениях вращения дебаланса. В качестве примера на рис. 2 приведен результат моделирования, характерный для всей серии.

Во время разгона все шарики сосредоточивались в противоположном относительно направления вращения конце полости (рис. 2, а). При выходе на равномерное вращение шарики со временем распределялись по поверхности дебаланса (рис. 2, б). Чем выше сила трения, тем больше времени занимал процесс распределения шариков на поверхности внутренней полости дебаланса, как показано на рис. 3. Там же построена общая аппроксимирующая кривая для вращения по ходу и против часовой стрелки.

Можно предположить, что при большом количестве достаточно мелких шариков и отсутствии смазки полное распределение так и не произойдет. Однако смоделировать такую ситуацию силами модуля динамического моделирования Autodesk Inventor не представляется воз-

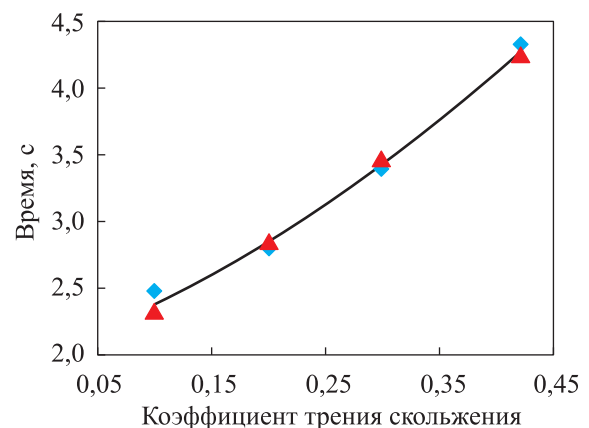


Рис. 3. Зависимость времени окончательного распределения шариков на поверхности внутренней полости дебаланса от коэффициента трения скольжения на равномерном вращении по ходу (♦) и против хода (▲) часовой стрелки

возможным из-за многократного усложнения задачи. Кроме того, отсутствие полного распределения подвижной массы не дает каких-то дополнительных видимых преимуществ для механизма изменения вынуждающей силы.

Поэтому конструкцию будем считать действующей в масляной ванне с коэффициентом трения между шариками 0,1. При таких условиях можно сделать допущение, что подвижная масса внутри дебаланса ведет себя как жидкость.

Построение параметризованной модели. Для упрощения конструкции полость для подвижной внутренней массы дебаланса сделана симметричной вдоль вертикальной оси, и добавлена боковая перегородка, останавливающая движение шариков при вращении вала в разные стороны (рис. 4).

Радиус отверстия для вала сделан постоянным в соответствии с размером прототипа. Основным варьируемым параметром дебаланса служил диаметр внутренней полости Dp . В свою очередь, от него зависел размер Sp , определяющий прямолинейную часть полости.

При равномерном вращении вала основной силой, действующей на частицы подвижной массы, является радиальная центробежная сила, по сравнению с которой сила тяжести пренебрежимо мала. Поэтому максимально возможную толщину слоя подвижной массы, которая не будет «убегать» в верхнюю часть дебаланса при вращении, с небольшим запасом можно определить как $Hw = 0,9(Dp/2 - Sp)$.

Для создания эксцентриситета дебаланса в нижней части добавлено утолщение радиусом Rd . Так как подвижная масса расположена

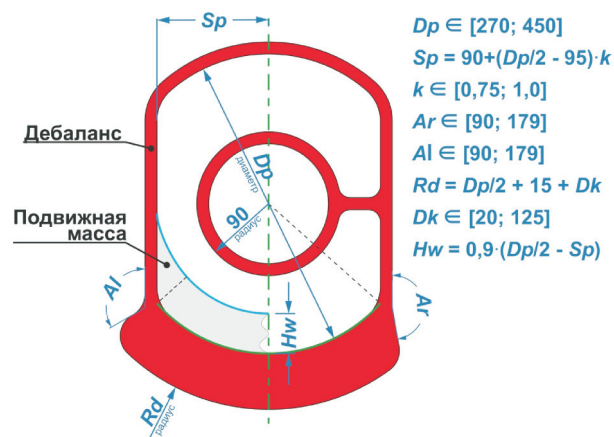


Рис. 4. Модель дебаланса и подвижной массы с геометрическими параметрами

симметрично относительно вертикальной оси, для большей эффективности надо, чтобы центр тяжести дебаланса находился на этой оси или близко к ней. Однако внутренний объем не может быть полностью симметричен.

Требуется перегородка, останавливающая движение подвижной массы в прямом и обратном направлениях. Она может быть выполнена достаточно массивной из соображений прочности конструкции и будет сдвигать центр тяжести в сторону от оси. Для компенсации этого добавлены угловые параметры Al и Ar . Их изменение позволяет точно перемещать центр тяжести дебаланса по горизонтали, а также незначительно увеличивать (или уменьшать) эксцентриситет.

В совокупности все параметры, а также наложенные в эскизах зависимости полностью определяют геометрические параметры 3D-моделей дебаланса и подвижной массы.

Создание проекта оптимизации IOSO NM.

Построенные в программе Компас-3D модели дебаланса и подвижной внутренней массы (рис. 5) добавлены к проекту оптимизации. Варьируемыми параметрами являлись Dp , k , Ar , Al , Dk (см. рис. 4). С модели дебаланса в среде IOSO NM передаются координаты центра тяжести Zcd и Xcd , а также масса md . Модель подвижной массы при установившемся движении симметрична относительно вертикальной оси. Поэтому передаваемыми параметрами в программном комплексе IOSO NM были только

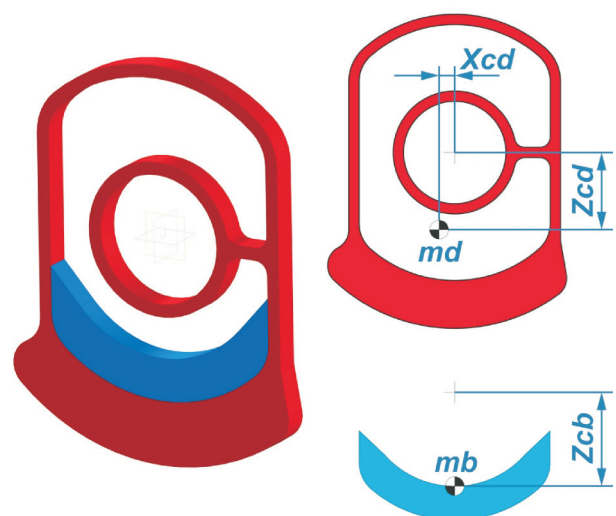


Рис. 5. Модель дебаланса и подвижной массы в среде Компас-3D и параметры, передаваемые в программном комплексе IOSO NM

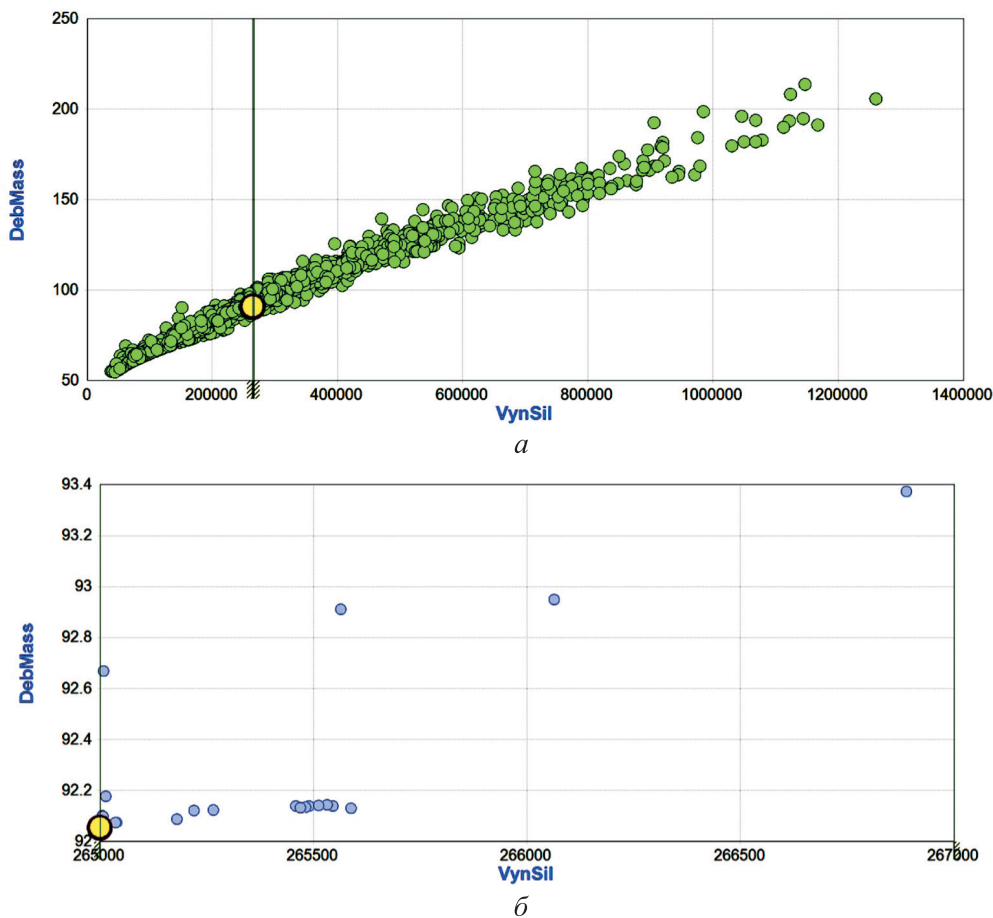


Рис. 6. Окна результатов в программном комплексе IOSO NM:
a — история поиска решения, *б* — точки, удовлетворяющие ограничениям задачи;
DebMass — общая масса дебаланса, кг; *VynSil* — суммарная вынуждающая сила, Н

вертикальная составляющая центра тяжести *Zcb* (фактически являющаяся эксцентриситетом) и масса *mb*.

Далее эти параметры использованы для вычисления критериев оптимизации — вынуждающей силы дебаланса *Fd* и вынуждающей силы внутренней массы *Fb*:

$$Fd = 10md|Zcd|\omega^2, \text{ Н};$$

$$Fb = 10mb \cdot 0,75|Zcb|\omega^2, \text{ Н},$$

где ω — угловая скорость, $\omega = 201,06$ рад/с.

Обе величины умножены на 10, так как толщина построенной 3D-модели составляла всего 30 мм, а в вибровальце прототипа расположены два дебаланса шириной 150 мм. Следовательно, чтобы получить адекватное значение общей вынуждающей силы, необходимо увеличить массу моделей в 10 раз. При расчете *Fb* масса дополнительно умножалась на коэффициент, равный 0,75, что учитывало уменьшение плотности в объеме, занятом стальными шариками [17].

Таким образом, в программном комплексе IOSO NM установлены следующие критерии и ограничения выходных параметров:

- $-0,001 \leq Xcd \leq 0,001$; для большей эффективности требуется, чтобы центр тяжести дебаланса находился на одной прямой с центрами вращения и тяжести подвижной массы;
- $265\ 000 \leq (Fd + Fb) \leq 267\ 000$; это ограничение, по которому наибольшая вынуждающая сила должна составлять 266 кН, как у прототипа; заложенная погрешность ± 1 кН позволяет уменьшить время оптимизации; при решении практической задачи условия могут быть более жесткими;
- $-500 \leq (Fd - 3Fb) \leq 500$; этот диапазон определяет правильное соотношение вынуждающей силы, создаваемой дебалансом и подвижной массой; при обратном вращении эти величины должны складываться и составлять 266 кН, а при прямом — вычитаться с результатом 133 кН, т. е. быть в 2 раза больше; следовательно, вынуждающая сила, создаваемая деба-

лансом, должна быть в 3 раза больше вынуждающей силы подвижной массы;

• $md \rightarrow \min$; в качестве критерия оптимизации принята минимизация массы дебаланса; при условии достижения требуемых параметров вибрации уменьшение массы элементов вибровозбудителя снизит нагрузку на его привод.

Результаты и их обсуждение. В ходе решения оптимизационной задачи получены следующие геометрические параметры дебаланса при минимальной массе: $Dp = 339,99$ мм; $Sp = 146,24$ мм; $Rd = 49,94$ мм; $Al = 130,93^\circ$; $Ar = 178,99^\circ$. Общая масса шариков составила 14,91 кг, что меньше, чем у прототипа (16,6 кг). Также меньшими оказались и габаритные размеры дебаланса.

Алгоритм перебрал около 1500 комбинаций варьируемых параметров (рис. 6) с заданной точностью, из которых 30 находились в пределах заданных ограничений.

Выводы

1. Проведено динамическое моделирование вращения дебаланса с подвижной внутренней

массой в виде стальных шариков. Задача оказалась сложной для расчета. Даже ограниченное число шариков (7 шт.) потребовало достаточно большой вычислительной мощности и времени расчета. Тем не менее получена информация о характере движения подвижной массы внутри вращающегося дебаланса во время разгона и равномерного движения. Определено влияние сил трения на процесс распределения шариков на поверхности внутренней полости дебаланса.

2. Построены параметризованные модели дебаланса и подвижной внутренней массы с набором параметров, при изменении которых в широких пределах можно варьировать их совместные геометрические параметры и вынуждающую силу, создаваемую при прямом и обратном вращении вала вибровозбудителя.

3. Для параметризованных моделей найдено решение оптимизационной задачи с получением итоговых геометрических параметров, удовлетворяющих условиям.

4. Предложенный подход можно применять при проектировании геометрических параметров пустотелых дебалансов с подвижной внутренней массой.

Литература

- [1] Kodikara J., Islam T., Sountharajah A. Review of soil compaction: History and recent developments. *Transp. Geotech.*, 2018, vol. 17B, pp. 24–34, doi: <https://doi.org/10.1016/j.trgeo.2018.09.006>
- [2] Popov Y.G., Chabutkin E.K. Increasing efficiency of vibratory rollers through adjusting magnitude of disturbing force. In: ICIE 2019. *Springer*, 2020, pp. 567–576, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-22063-1_60
- [3] Yao Y., Feng Z., Chen S. et al. Design and fabrication of a road roller with double-frequency composed vibration and its compaction performance. *Arab. J. Sci. Eng.*, 2014, vol. 39, no. 12, pp. 9219–9225, doi: <https://doi.org/10.1007/s13369-014-1469-9>
- [4] Tao-ping Y. Vibration frequency vibratory roller stepless design and analysis of the hydraulic system. *CECNet*, 2011, pp. 4621–4624, doi: <https://doi.org/10.1109/CECNET.2011.5768984>
- [5] Grzegorz C. Verification of the nomogram for amplitude determination of resonance vibrations in the run-down phase of a vibratory machine. *J. Theor. Appl. Mech.*, 2009, vol. 47, no. 2, pp. 295–306.
- [6] 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>
- [7] Тюремно́в 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. межд. науч.-тех. конф.* Ч. 1. Омск, ОмГТУ, 2019, с. 215–223.
- [8] Asif Imran S., Commuri S., Zaman M. A 2 dimensional dynamical model of asphalt-roller interaction during vibratory compaction. *Proc. 12th Int. Conf. on Informatics in Control, Automation and Robotics*. Vol. 1. SciTePress, 2015, p. 533–540, doi: <https://doi.org/10.5220/0005536405330540>
- [9] SEM518. *Semmachinery.com*: веб-сайт. URL: https://www.semmachinery.com/AME_EN/products/Soil-Compactor/SEM518.html (дата обращения: 20.03.2023).

- [10] Swanson D.J., Potts D.R., Dubay G.H. et al. *Vibratory mechanism*. Patent US 6551020. Appl. 24.07.2001, publ. 22.04.2003.
- [11] Goebel K.L. *Compaction machine*. Patent US 10227737. Appl. 03.11.2017, publ. 12.03.2019.
- [12] Stanton R.J. *Vibratory mechanism*. Patent US 4586847. Appl. 06.08.1984, publ. 06.05.1986.
- [13] 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, art. 130, doi: <https://doi.org/10.3390/machines10020130>
- [14] Direct support, and general support repair parts and special tools list. Washington, Diane, 2003. 325 p.
- [15] CP-563D, CS-563D, CS-573D and CS-583D vibratory compactors vibratory system caterpillar. *avsmmanual.com: веб-сайт*. URL: <https://avsmmanual.com/i.caterpillar/i00793205/> (дата обращения: 10.03.2023).
- [16] Egorov I., Kretinin G., Leshchenko I. et al. The main features of IOSO technology usage for multi-objective design optimization. *AIAA Papers*, 2004, no. 2004-4610, doi: <https://doi.org/10.2514/6.2004-4610>
- [17] Sloane N.J.A. The packing of spheres. *Sci. Am.*, 1984, vol. 250, no. 1. pp. 116–125, doi: <https://doi.org/10.1038/scientificamerican0184-116>

References

- [1] Kodikara J., Islam T., Sountharajah A. Review of soil compaction: History and recent developments. *Transp. Geotech.*, 2018, vol. 17B, pp. 24–34, doi: <https://doi.org/10.1016/j.trgeo.2018.09.006>
- [2] Popov Y.G., Chabutkin E.K. Increasing efficiency of vibratory rollers through adjusting magnitude of disturbing force. In: ICIE 2019. *Springer*, 2020, pp. 567–576, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-22063-1_60
- [3] Yao Y., Feng Z., Chen S. et al. Design and fabrication of a road roller with double-frequency composed vibration and its compaction performance. *Arab. J. Sci. Eng.*, 2014, vol. 39, no. 12, pp. 9219–9225, doi: <https://doi.org/10.1007/s13369-014-1469-9>
- [4] Tao-ping Y. Vibration frequency vibratory roller stepless design and analysis of the hydraulic system. *CECNet*, 2011, pp. 4621–4624, doi: <https://doi.org/10.1109/CECNET.2011.5768984>
- [5] Grzegorz C. Verification of the nomogram for amplitude determination of resonance vibrations in the run-down phase of a vibratory machine. *J. Theor. Appl. Mech.*, 2009, vol. 47, no. 2, pp. 295–306.
- [6] 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>
- [7] Tyuremnov I.S., Morev A.S., Furmanov D.V. [To the justification of the value of the attached mass of soil in rheological modeling of soil compaction process by vibratory roller.]. *Problemy mashinovedeniya. Mat. mezhd. nauch.-tekh. konf. Ch. 1* [Problems of Mechanical Engineering. Proc. Int. Sci.-Tech. Conf. P. 1]. Omsk, OmGTU Publ., 2019, pp. 215–223. (In Russ.).
- [8] Asif Imran S., Commuri S., Zaman M. A 2 dimensional dynamical model of asphalt-roller interaction during vibratory compaction. *Proc. 12th Int. Conf. on Informatics in Control, Automation and Robotics*. Vol. 1. SciTePress, 2015, p. 533–540, doi: <https://doi.org/10.5220/0005536405330540>
- [9] SEM518. *semmachinery.com: website*. URL: https://www.semmachinery.com/AME_EN/products/Soil-Compactor/SEM518.html (accessed: 20.03.2023).
- [10] Swanson D.J., Potts D.R., Dubay G.H. et al. *Vibratory mechanism*. Patent US 6551020. Appl. 24.07.2001, publ. 22.04.2003.
- [11] Goebel K.L. *Compaction machine*. Patent US 10227737. Appl. 03.11.2017, publ. 12.03.2019.
- [12] Stanton R.J. *Vibratory mechanism*. Patent US 4586847. Appl. 06.08.1984, publ. 06.05.1986.
- [13] 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, art. 130, doi: <https://doi.org/10.3390/machines10020130>

- [14] *Direct support, and general support repair parts and special tools list*. Washington, Diane, 2003. 325 p.
- [15] CP-563D, CS-563D, CS-573D and CS-583D vibratory compactors vibratory system caterpillar. *avsmmanual.com: website*. URL: <https://avsmmanual.com/i.caterpillar/i00793205/> (accessed: 10.03.2023).
- [16] Egorov I., Kretinin G., Leshchenko I. et al. The main features of IOSO technology usage for multi-objective design optimization. *AIAA Papers*, 2004, no. 2004-4610, doi: <https://doi.org/10.2514/6.2004-4610>
- [17] Sloane N.J.A. The packing of spheres. *Sci. Am.*, 1984, vol. 250, no. 1. pp. 116–125, doi: <https://doi.org/10.1038/scientificamerican0184-116>

Статья поступила в редакцию 01.06.2023

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).

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).

КРАСНИКОВ Алексей Сергеевич — магистрант кафедры «Строительные и дорожные машины». Ярославский государственный технический университет (150999, Ярославль, Российская Федерация, Московский проспект, д. 88, e-mail: krasnikovas.18@edu.ystu.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, Moskovsky prospect, Bldg. 88, e-mail: popovyug@ystu.ru).

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

KRASNIKOV Alexey Sergeevich — Master's Student, Department of building and road machines. Yaroslavl State Technical University (150999, Yaroslavl, Russian Federation, Moskovsky prospect, Bldg. 88, e-mail: krasnikovas.18@edu.ystu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

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: 10.18698/0536-1044-2023-6-30-38

Please cite this article in English as:

Popov Y.G., Malov G.S., Krasnikov A.S. Modeling and optimization of two-amplitude eccentric weight with fluent inner mass. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 6, pp. 30–38, doi: 10.18698/0536-1044-2023-6-30-38