

# Расчет и конструирование Calculation and design

Научная статья  
УДК 621.95.048, 303.094.7  
DOI: 10.14529/engin240201

## ОБ ОДНОМ СПОСОБЕ УЛЬТРАЗВУКОВОГО БУРЕНИЯ СКВАЖИН ДЛЯ ЗАБОРА ГРУНТА НА НЕБЕСНЫХ ТЕЛАХ

**А.А. Абызов<sup>1</sup>**, [abyzovaa@susu.ru](mailto:abyzovaa@susu.ru)  
**А.Ф. Дубровский<sup>1</sup>**, [dubrovskii@f@susu.ru](mailto:dubrovskii@f@susu.ru)  
**С.Г. Некрасов<sup>1</sup>**, [nekrasovsg@susu.ru](mailto:nekrasovsg@susu.ru)  
**С.В. Перминов<sup>2</sup>**, [info@medpribor.net](mailto:info@medpribor.net)

<sup>1</sup> Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия

<sup>2</sup> АО «Медприбор», Челябинск, Россия

**Аннотация.** В статье рассматриваются технические и теоретические вопросы разработки ультразвукового бура для проведения бурения грунта на небесных телах. Специфика применения бура предполагает малое потребление энергии, эффективный рабочий цикл и широчайший диапазон температур при эксплуатации. Одним из перспективных направлений разработки являются устройства, имеющие вибрационную развязку с грунтом за счёт трансформации ультразвуковых колебаний в повторяющиеся удары звуковой частоты посредством специально введённого «свободного» тела между ультразвуковой и ударной частью устройства. Это позволяет сохранить работоспособность устройства и проводить бурение независимо от состояния ударного бита, включая даже его временное заклинивание.

Рассмотрены основные технические решения как отечественных, так и зарубежных авторов, сделан анализ и оценены конструктивные схемы, условия эксплуатации, возможности и ограничения. Проанализирован также ряд теоретических работ, и обнаружено, что изложенные в них материалы не содержат развернутых математических моделей, необходимых для имитационного моделирования на стадии проектирования и оптимизации конструкции.

В теоретической части статьи рассматривается сосредоточенная математическая модель, полученная на основе эквивалентных параметров, полученных из распределенного описания элементов конструкции бура в численных системах расчёта. Используются уравнения математической физики, классической механики, элементы теории удара и теории подобия. Проведено параметрическое исследование и, в частности, получены зависимости частоты колебаний свободного тела от величины ударного зазора, массы тела и амплитуды колебаний концентратора. Рассмотренная модель может быть использована для имитационного моделирования при разработке конструкции бура.

**Ключевые слова:** ультразвук, удар, грунт, бурение, пьезоэлектрический привод, уравнения движения, имитационная модель, программный комплекс

**Для цитирования:** Об одном способе ультразвукового бурения скважин для забора грунта на небесных телах / А.А. Абызов, А.Ф. Дубровский, С.Г. Некрасов, С.В. Перминов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2024. Т. 24, № 2. С. 5–17. DOI: 10.14529/engin240201

## ABOUT ONE METHOD OF ULTRASONIC WELL DRILLING FOR SOIL SAMPLING ON CELESTIAL BODIES

A.A. Abyzov<sup>1</sup>, [abyzovaa@susu.ru](mailto:abyzovaa@susu.ru)  
A.F. Dubrovskiy<sup>1</sup>, [dubrovskii@f@susu.ru](mailto:dubrovskii@f@susu.ru)  
S.G. Nekrasov<sup>1</sup>, [nekrasovsg@susu.ru](mailto:nekrasovsg@susu.ru)  
S.V. Perminov<sup>2</sup>, [info@medpribor.net](mailto:info@medpribor.net)

<sup>1</sup> South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

<sup>2</sup> Medpribor, JSC, Chelyabinsk, Russia

**Abstract.** The article discusses technical and theoretical issues in the development of an ultrasonic drill for drilling soil on celestial bodies. The specific use of the drill requires low energy consumption, an efficient operating cycle and a wide temperature range during operation. One of the promising areas of development is devices that have vibration decoupling from the ground due to the transformation of ultrasonic vibrations into repeated shocks of sound frequency through a specially introduced “free” body between the ultrasonic and impact parts of the device. This allows you to maintain the functionality of the device and carry out drilling regardless of the state of the impact bit, including even its temporary jamming.

The main technical solutions of both domestic and foreign authors are considered, an analysis is made and design schemes, operating conditions, capabilities and limitations are evaluated. A number of theoretical works were also analyzed and it was found that the materials presented in them do not contain detailed mathematical models necessary for simulation modeling at the stage of design and optimization of the structure.

The theoretical part of the article considers a lumped mathematical model obtained on the basis of equivalent parameters obtained from a distributed description of the drill design elements in numerical calculation systems. The equations of mathematical physics, classical mechanics, elements of impact theory and similarity theory were used. A parametric study was carried out and, in particular, the dependences of the oscillation frequency of a free body on the size of the impact gap, body mass and the amplitude of oscillations of the concentrator were obtained. The considered model can be used for simulation modeling when developing a drill design.

**Keywords:** ultrasound, impact, soil, drilling, piezoelectric drive, equations of motion, simulation model, software complex

**For citation:** Abyzov A.A., Dubrovskiy A.F., Nekrasov S.G., Perminov S.V. About one method of ultrasonic well drilling for soil sampling on celestial bodies. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2024:24(2):5–17. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin240201

### Введение

Отбор проб грунта, анализ на месте становятся все более важными в миссиях по исследованию небесных тел. Существующие способы бурения, пригодные для использования на других планетах, обычно требуют значительных продольных усилий на бурильный инструмент, модуль вращения инструмента, имеют сравнительно большое потребление мощности и не всегда эффективный рабочий цикл. Глубина бурения зависит от конструкции бура и может достигать 20 и более метров. Критическими являются требования к суточному перепаду температур, который в заданиях на разработку, например, у НАСА, достигает диапазона от –270 до +500 °С. Это требует использования в устройствах как специально разработанных материалов, так и надежных конструкторских решений.

Устройство бура должно обеспечивать длительный период автономной работы от солнечных батарей при разных видах грунта, причем грунт может быть представлен различным составом от гранита и базальта до льда в различных фазовых состояниях (при очень низких температурах лёд бывает прочнее стали). Известные грунтозаборные устройства пробивного действия [1] – пенет-

раторы – можно использовать только один раз при их ускоренном падении на поверхность планеты, и, следовательно, они не пригодны для непрерывного исследования грунта.

Одним из вариантов обеспечения этих требований является использование ультразвуковых преобразователей с частичной или полной трансформацией вибрации в удары [2–7]. При надлежащем выборе материала и конструкции кпд таких устройств может достигать 90 % и более в вышеуказанных диапазонах внешних условий. Анализ литературных источников показывает, что за рубежом [8–13] и в России [14, 15] имеются исследования, в которых приводятся результаты расчётов таких преобразователей с использованием различных программных комплексов, но, к сожалению, не приводятся математические модели, необходимые для имитационного моделирования при исследованиях. Данная работа призвана частично устранить этот недостаток.

### 1. Обзор некоторых технических решений

Вариант осуществления устройства, в котором частично устранены вышеуказанные проблемы, представлен в патенте от 2005 года [3]. Устройство реализует ультразвуковой (УЗ) принцип работы, который модифицирован ударом. Дело в том, что бурение ультразвуком на Земле всегда происходит с использованием абразива необходимой фракции и твердости, который поступает снаружи устройства вместе с жидкостью. Буровой бит взаимодействует с абразивом и жидкостью, вызывая случайные высокочастотные удары бита по отдельным частицам абразива и кавитацию жидкости, в результате которых происходит ударное действие этих частиц на обрабатываемую поверхность, вызывая ее износ и, тем самым, бурение. Прямое же УЗ-воздействие на среду приводит в большинстве случаев к выделению тепла в контакте, уплотнению среды и, возможно, к ее дезинтеграции, что в данном случае недопустимо. В патенте предлагается модифицировать ударное действие частиц абразива на ударное действие специального бита, взаимодействующего с введенным в конструкцию «свободным» телом, размещенным в «пучности» УЗ-колебаний буровой головки в конце волновода [3].

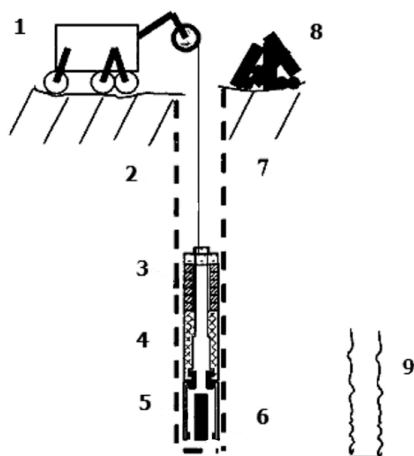


Рис. 1. Буровая установка  
Fig. 1. Drilling rig

Для обеспечения большой глубины бурения использован принцип циклической работы грызуна в норке, когда он извлекает осыпавшийся грунт, разрывает и удерживает его и, наконец, извлекает и переворачивает этот «кern» на поверхности. Аналогично действует и устройство USMOD (Ultrasonic/Sonic Mechanism Of Deep Drilling) [3], которое состоит из силового привода и буровой головки. Блок питания расположен в стационарной части силового привода 1 (рис. 1) на поверхности 7 и генерирует ультразвуковые импульсы обычно частотой 5...25 кГц для активации механизма USMOD. Это позволяет оптимизировать потребление мощности за счет циклического включения УЗ-сигнала при достаточно большой разнице в периодах УЗ- и ударного воздействия. Напряжение УЗ-частоты подается на пьезопривод посредством кабеля 2, который служит также для транспортировки грунта на поверхность. Заявляется, что какой-либо существенной продольной статической нагрузки (пригруза) здесь не требуется, однако при наличии неко-

торых видов сыпучих грунтов, например слежавшегося песка, без пригруза не обойтись, о чем говорит отрицательный опыт эксплуатации марсохода InSight [16].

Буровая головка (см. рис. 1) состоит из пьезопривода, свободной массы и бурового бита. Привод состоит из пьезокерамического источника УЗ-вибрации 3 и волновода-концентратора рупорной конфигурации 4, который усиливает амплитуду вибрации в сторону бурового бита. Полость внутри волнового рупора обеспечивает также пространство для размещения датчиков, необходимых для автоматизации буровой платформы.

Ультразвуковой привод приводит в действие встроенное свободное тело (элемент 105 на рис. 2), и оно тем самым забивает бит, причем свободное тело работает как развязывающий по ультразвуку трансформатор, понижающий частоту УЗ-вибрации до звуковой частоты ударного действия.

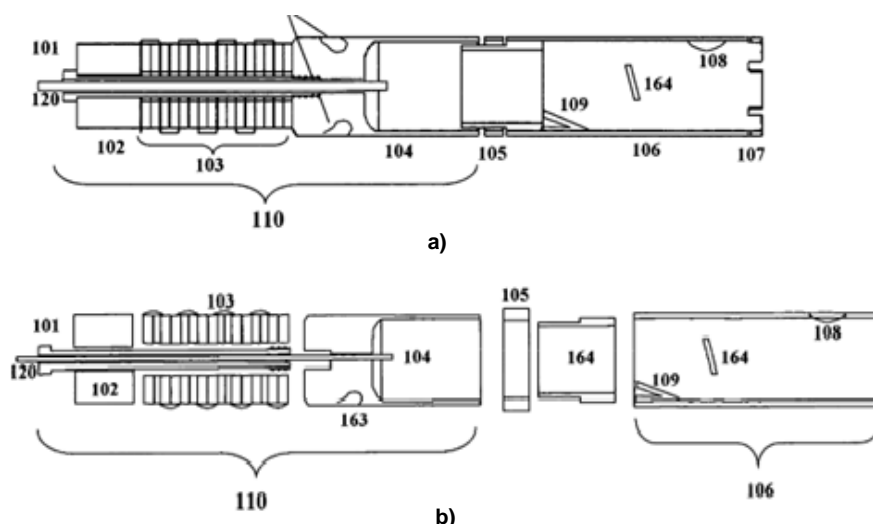


Рис. 2. Сборочный (а) и детализовочный (б) чертёж USMOD устройства в соответствии с описанием патента US6968910B2  
Fig. 2. Assembly (a) and detail drawing (b) of a USMOD device in accordance with the description of the patent US6968910B2

Волновод-рупор приводится в действие на его резонансной частоте, а свободное тело отскакивает назад и вперед между ультразвуковым рупором и буровым битом в частотном диапазоне от десятка до 1000 Гц [3].

Предложенное устройство способно выполнять глубокое бурение с низким предварительным натягом (пригрузом) и малой мощностью, а также обладает высокой устойчивостью к перекоосу. Авторами патента было продемонстрировано, что USMOD работает с различных роботизированных платформ, с помощью которых можно бурить такие твердые породы, как гранит и базальт, а также мягкие, как песчаник и туф.

Устройство обладает высокой устойчивостью к изменениям условий эксплуатации, поскольку оно приводится в действие пьезоэлектрической керамикой, которая может быть синтезирована для работы в широком диапазоне температур, включая те, которые существуют на Марсе и Венере. Подобное устройство бура было включено в состав марсохода Curiosity, который до недавнего времени успешно работал на Марсе.

Данное изобретение открыло направление для целого ряда изобретений, например, патент US 7156189 B1 [4]. В этом патенте используется уже два свободных тела, причем кинематика ударного движения этих тел такова, что при наличии осевого пригруза в положительном направлении бурения D1 работает одно свободное тело 11 (рис. 3), контактирующее с концом УЗ-волновода 1 и забивающее буровой бит 15 в грунт, а при небольшом вытягивающем усилии в направлении противоположном на буровую головку начинает действовать второе свободное тело 9, выбивающее буровой бит из грунта. Таким образом, имеется 2 рабочих направления, что позволяет, например, организовать посадку, фиксацию и подъем спускаемого модуля на поверхности планеты или астероида (рис. 4).

В России, по нашим данным, аналогичной проблемой занимался с 2012 года ООО «Центр ультразвуковых технологий АлтГТУ». Например, в патенте RU 2503815 C1 описывается конструкция бура для забора образцов грунта без изменения его состава. Наиболее близким по технической сущности предлагаемому устройству является рассмотренное выше ультразвуковое грунтозаборное устройство по патенту US 6968910, принятое за прототип. В устройство (см. рис. 4) включено свободное тело 5, прижимаемое пружиной 6 к торцевой поверхности бурового инструмента 4. Испытания по предлагаемому патенту, по заявлению авторов, показали невысокую эффективность его работы [15].

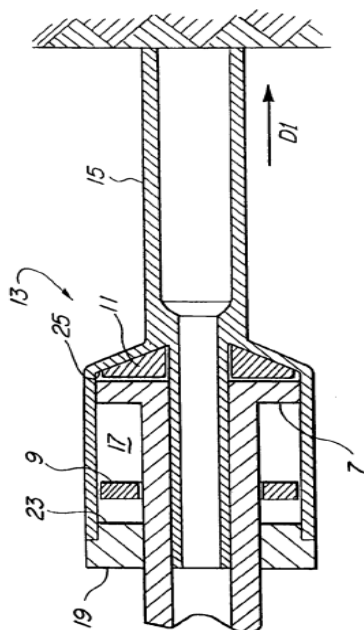


Рис. 3. Конструктивная схема бурового бита по патенту US 7156189 B1  
Fig. 3. Design diagram of a drill bit according to US patent 7156189 B1

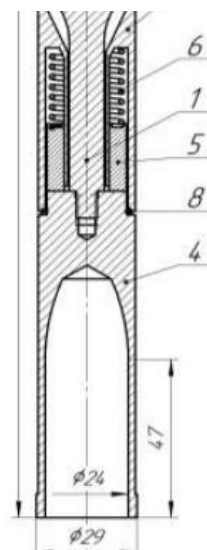


Рис. 4. Ультразвуковой концентратор рупорного типа с ударом по патенту RU 2503815: 1, 4 – составной ультразвуковой преобразователь-концентратор, 5 – свободное тело, 6 – пружина, 8 – виброуплотнение  
Fig. 4. Horn-type ultrasonic concentrator with impact according to patent RU 2503815: 1, 4 – composite ultrasonic transducer-concentrator, 5 – free body, 6 – spring, 8 – vibration seal

Заявлено также, что осуществляется контроль скорости бурения, температуры пьезопривода и автоподстройка частоты генератора на резонансную частоту волновода, согласование выходного импеданса генератора с нагрузкой и другое. Не очень понятно, для чего нужно согласовывать преобразователь с нагрузкой (условие равенства импедансов для преобразователей генераторного типа), когда гораздо выгодней рассогласовать их для обеспечения максимальных амплитуд движения бита в грунте. Кроме того, для повышения эффективности конструкция АлтГТУ должна обеспечивать развязку устройства с грунтом по ультразвуку, как это сделано, например, в патенте US 7156189 B1.

## 2. Модель на основе эквивалентных параметров

Отметим, что эквивалентные параметры использовались в статье [8], однако выбор эквивалентных параметров и математическая модель не приводятся. Эквивалентные параметры этой модели были получены из условия равенства полной энергии эквивалентной и распределенной системы. Например, для определения эквивалентной массы концентратора, приведённой к его выходной грани, используем условие равенства максимальной кинетической энергии эквивалентного и распределенного концентраторов в месте приведения на одной из его собственных частот. Необходимо численно или экспериментально найти частоту и форму собственных колебаний, что дает возможность интегрированием найти кинетическую энергию для выбранной формы колебаний

$$W_{\max} = 0,5\rho\pi\Omega_k^2 \int_0^L y_n(x)_k^2 R(x)^2 dx, \quad (1)$$

где  $y_n(x)$  – распределение нормированных амплитуд с выбранной формой и частотой  $\Omega_k$  колебаний,  $R(x)$  – профиль концентратора,  $x$  – продольная координата,  $L$  – учитываемая длина концентратора. Условие равенства кинетических энергий в месте определения параметров позволяет найти эквивалентную массу концентратора  $M_k$  для  $k$ -ой формы колебаний:

$$M_k = \frac{2W_{\max}}{\Omega_k^2 y_n(L)_k^2}. \quad (2)$$

Эквивалентный коэффициент демпфирования  $\alpha = R_k/(2M_k\Omega_k^2)$  можно найти только экспериментально, например, методом квадрантных частот [17].

Примем за прототип конструкцию на рис. 4, которая состоит из параллельно соединенных колебательных элементов, и преобразуем ее в последовательную цепь элементов, показанную на рис. 5.

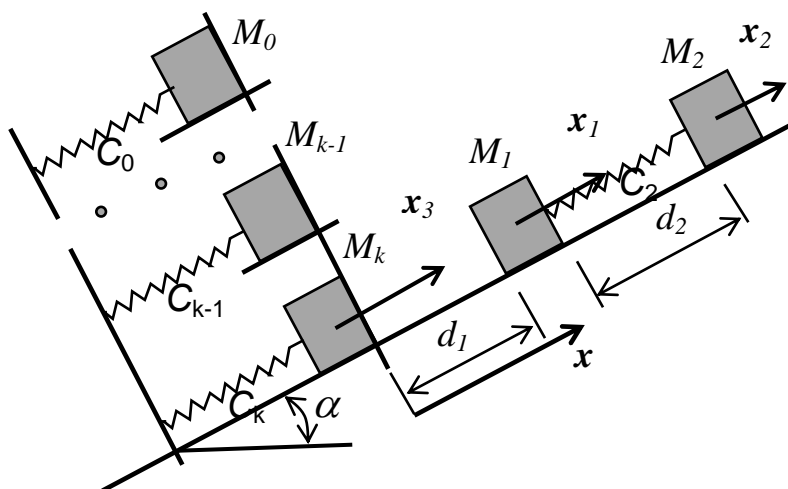


Рис. 5. Эквивалентная модель бура с последовательным соединением элементов  
Fig. 5. Equivalent model of a drill with a series connection of elements

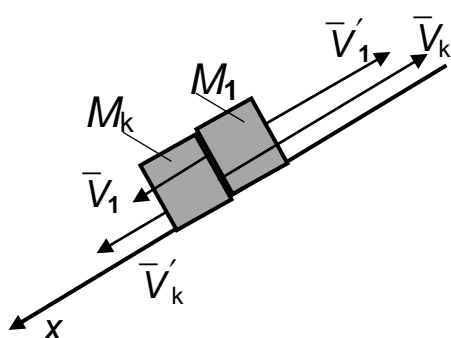


Рис. 6. Модель удара свободного тела и концентратора  
Fig. 6. Free body and concentrator impact model

Полагаем, что в некоторый момент времени из места на расстоянии (рис. 5)  $d_1$  без начальной скорости под действием веса и/или пружины смещается тело  $M_1$  вдоль наклонной плоскости и соударяется с телом распределенной массы (концентратор), вибрирующим на некоторой резонансной частоте  $\Omega_k$  с парциальными массой  $M_k$  и жесткостью  $C_k$  (рис. 6).

При ударе могут одновременно возбуждаться колебания на всех значимых собственных частотах  $\Omega_k$ , а статическая масса концентратора  $M_0$  удерживается пружиной с жесткостью  $C_0$ , являющейся обычно элементом виброразвязки концентратора с корпусом. С другой стороны концентратора тело  $M_1$  взаимодействует с битом  $M_2$  посредством пружины  $C_2$ , при этом бит поступательно перемещается в грунт при ударах тела массы  $M_1$ .

### 2.1. Пусковой режим бура

Рассмотрим основные закономерности поведения тел в момент запуска. В условиях малой гравитации надо обеспечить запуск устройства в работу, что реализуется путем обеспечения контакта рабочих поверхностей концентратора и свободного тела. Примем, что коэффициент восстановления при ударе тел  $M_1$  и  $M_k$  равен  $k$ , коэффициент трения скольжения груза по направляющей плоскости равен  $f_{тр}$ . Воспользуемся теоремой об изменении кинетической энергии материальной точки для груза  $M_1$  на перемещении, равном  $d_1$ , по наклонной плоскости. С учетом начальных условий получим уравнение:

$$M_1 V_1^2 / 2 = M_1 g (\sin \alpha - f_{тр} \cos \alpha) d_1 + C_2 d_1. \quad (3)$$

Отсюда находим выражение для скорости тела  $M_1$  по телу  $M_k$  в начале удара:

$$\bar{V}_1 = \sqrt{2g (\sin \alpha - f_{тр} \cos \alpha) d_1 + 2C_2 d_1 / M_1}. \quad (4)$$

Время движения до первого удара по концентратору составит  $t_1 = d_1 / V_1$ . Запишем теперь выражение коэффициента восстановления [18] при ударе:

$$k = -(-\bar{V}'_1 - \bar{V}'_k) / (\bar{V}_1 + \bar{V}_k). \quad (5)$$

Применим также закон сохранения количества движения, который в векторной форме запишем так:

$$M_1 \bar{V}_1 + M_k \bar{V}_k = M_1 \bar{V}'_1 + M_k \bar{V}'_k. \quad (6)$$

Совместно решаем систему уравнений (5) и (6) и в результате получим:

$$\bar{V}'_1 = \frac{M_1 \bar{V}_1 + M_k \bar{V}_k}{M_1 - M_k} - \frac{k M_k}{M_1 - M_k} (\bar{V}_1 + \bar{V}_k), \quad (7)$$

$$\bar{V}'_k = k (\bar{V}_1 + \bar{V}_k) \left( 1 + \frac{M_k}{M_1 - M_k} \right) - \frac{M_1 \bar{V}_1 + M_k \bar{V}_k}{M_1 - M_k}.$$

Очевидно, что если виброскорость  $\bar{V}'_1 > 0$ , то груз  $M_1$  отскочит от тела  $M_k$  в обратную сторону; если  $\bar{V}'_1 < 0$ , то груз  $M_1$  после удара не изменит направления движения по плоскости.

Определим теперь величину максимального сжатия и необходимую жёсткость пружины. После удара тело 1 со скоростью  $\bar{V}'_1$  (см. рис. 6) переместится на расстояние  $s$  ( $S < d_1$ ), т. е. на величину максимальной деформации пружины в пределах зазора. Применяя опять теорему об изменении кинетической энергии, получим:

$$M_1 (\bar{V}'_1)^2 / 2 = W(\bar{F}_{mp}) + W(\bar{P}_1) + W(\bar{F}_{ypp}), \quad (8)$$

$$W(\bar{P}_1) = M_1 g \sin \alpha \cdot s, \quad W(\bar{F}_{mp}) = -M_1 g f_{mp} \cos \alpha \cdot s, \quad W(\bar{F}_{ypp}) = -C_2 (\lambda^2 - \lambda_{cm}^2) / 2.$$

Здесь  $W(\bar{P}_1)$ ,  $W(\bar{F}_{mp})$ ,  $W(\bar{F}_{ypp})$  – работа силы тяжести, силы трения скольжения и работа силы упругости пружины соответственно;  $\lambda_{cm}$  – минимальная величина предварительного сжатия пружины, которое можно найти из условия статического равновесия тела  $M_1$  при касании его тела  $M_k$ :

$$\lambda_{cm} = M_1 g (\sin \alpha - f_{mp0} \cos \alpha) / C_2, \quad (9)$$

причем  $\lambda = \lambda_{cm} + s$  – полная деформация пружины,  $f_{mp0}$  – коэффициент трения тела  $M_1$  на направляющей.

Основное назначение пружины состоит в удержании свободного тела ( $M_1$ ) в контакте с рабочим концом концентратора колебаний с массой  $M_k$  в начальный момент времени для возникновения ударных колебаний в условиях малой гравитации. Примем, что  $\lambda_{cm}$  на 20...30 % больше начального ударного зазора  $h = d_1 + d_2$ , тогда можно найти минимальную величину жесткости пружины:

$$C_2 = M_1 g (\sin \alpha - f_{mp0} \cos \alpha) / (1, 2h). \quad (10)$$

Отсюда расчетную величину максимальной деформации пружины можно найти, используя уравнение (7), из которого следует квадратное уравнение относительно деформации  $s$ :

$$M_1 (\bar{V}'_1)^2 / 2 = M_1 g \sin \alpha \cdot s - M_1 g f_{mp} \cos \alpha \cdot s - C_2 (s^2 - 2s\lambda_{cm}) / 2, \quad (11)$$

при этом очевидно, что найденное значение  $s$  в зависимости от импульса, полученного телом  $M_1$ , может быть как больше, так и меньше зазора. При коэффициенте восстановления тел  $M_1$  и  $M_2$  близком к единице, а также малой скорости перемещения бита  $M_2$  можно ожидать близкие значения кинетической энергии свободного тела до и после удара о бит, что и обеспечивает работоспособность устройства при запуске. Пружина оказывает упругое сопротивление движению тела  $M_1$ , поэтому величина ее расчетной деформации не должна превышать величины двух-трех зазоров.

## 2.2. Квазистационарная модель

Модель является, по сути, дискретной, квазистационарной и основана на известных результатах теории удара. Реальная нагрузка на бур неизвестна, поэтому в инженерной практике в этом случае рассматривают два крайних режима работы – режимы холостого хода и короткого замыкания, но разработчик, в нашем случае, должен стремиться реализовать режим близкий к режиму короткого замыкания, что означает фактическое рассогласование бура с нагрузкой за счет уменьшения площади контакта с грунтом и тем самым минимальное потребление им энергии и воздействие на грунт во время работы.

Итак, рассмотрим уравнения движения тел модели в режиме короткого замыкания. В интервале между ударами уравнения движения тел  $M_1$  и  $M_2$  являются уравнения движения свободных тел и имеют вид:

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{x}_1 + C_2 (x_1 - x_2) &= 0, \\ M_2 \ddot{x}_2 - C_2 (x_1 - x_2) &= 0, \\ M_k \ddot{x}_3 + k_k \dot{x}_3 + C_k x_3 &= F_m \cos \omega t. \end{aligned} \quad (12)$$

Частота вынужденных колебаний  $\omega$  близка к частоте собственных колебаний  $\omega \approx \Omega_k$ . Приведем уравнения к безразмерному виду:

$$\begin{aligned} \ddot{w}_1 + \frac{\Omega_1^2}{\Omega_0^2} (w_1 - w_2) &= 0, \\ \ddot{w}_2 - \frac{\Omega_2^2}{\Omega_0^2} (w_1 - w_2) &= 0, \\ \ddot{w}_3 + 2\alpha \dot{w}_3 + w_3 &= \frac{F_m}{F_0} \cos \eta \tau. \end{aligned} \quad (13)$$

Введены в рассмотрение следующие безразмерные параметры:

$$\begin{aligned} \Omega_0 = \sqrt{C_k / M_k}, \tau = \Omega_0 t, \eta = \omega / \Omega_0, h_0 = F_m / M_k \Omega_0^2, w_1 = x_1 / h_0, w_2 = x_2 / h_0, \\ w_3 = x_3 / h_0, F_0 = M_k h_0 \Omega_0^2, \alpha = \frac{R_k}{2M_k \Omega_0}, \Omega_1 = \sqrt{\frac{C_2}{M_1}}, \Omega_2 = \sqrt{\frac{C_2}{M_2}}. \end{aligned} \quad (14)$$

Задача замыкается применением условий ударного сопряжения тел. Аналогично вышеизложенному, используя безразмерные величины, запишем выражение коэффициента восстановления при ударе тел  $M_1$  и  $M_2$ :

$$k_1 = -(-\dot{w}'_1 - \dot{w}'_2) / (\dot{w}_1 + \dot{w}_2), \quad (15)$$

где точка и символ штрих над обозначением переменной определяют соответствующее значение скорости после удара. Коэффициент восстановления  $k_1$  зависит от упругих свойств тел  $M_1$  и  $M_2$ , а также от упруго-демпферных свойств среды бурения и должен определяться на основе эксперимента. Применим теперь закон сохранения количества движения при упругом ударе:

$$\dot{w}_1 + \frac{e_1}{e_2} \dot{w}_2 = \dot{w}'_1 + \frac{e_1}{e_2} \dot{w}'_2 \quad / \quad (w_1 - d_2 / h_0) + w_2 = 0, \quad (16)$$

и аналогично при ударе тел  $M_1$  и  $M_k$ :

$$k_2 = -(-\dot{w}'_1 - \dot{w}'_3) / (\dot{w}_1 + \dot{w}_3), \quad (17)$$

$$\dot{w}_1 + \frac{e_2}{e_1} \dot{w}_3 = \dot{w}'_1 + \frac{e_2}{e_1} \dot{w}'_3 \quad / \quad (w_1 + d_1 / h_0) + w_3 = 0. \quad (18)$$

Соотношения (16) и (18) выполняются при выполнении условий контакта, которые записаны здесь через слэш и служат для определения начальных значений перемещения и скорости для уравнений движения тел (13).

Модель допускает численное решение в среде визуального программирования Simulink, однако решение задачи можно упростить, так как известны некоторые аналитические решения [19, 20] уравнений. В частности, общее решение неоднородного дифференциального уравнения (13) имеет вид:

$$\begin{aligned} w_3^o &= A_0 e^{(-\alpha \tau)} \cos(\sqrt{1 - \alpha^2} \tau + \varphi_0), \\ A_0 &= \sqrt{w_{30}^2 + (\dot{w}_{30} + \alpha w_{30})^2 / (1 - \alpha^2)}, \\ \varphi_0 &= \arctg(w_{30} \sqrt{1 - \alpha^2} / (\dot{w}_{30} + \alpha w_{30})), \end{aligned} \quad (19)$$

где  $A_0$  – начальная амплитуда колебаний,  $\varphi_0$  – начальная фаза колебаний,  $w_{30}$  и  $\dot{w}_{30}$  начальные послеударные условия по перемещению и скорости. Частное решение уравнения имеет вид вынужденных колебаний с частотой вынуждающей силы:



$$w_3^y = A \cos(\eta\tau + \varphi),$$

$$A = \frac{F_m / F_0}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4\alpha^2\eta^2}},$$

$$\varphi = \text{arctg}[-2\alpha\eta / (1-\eta^2)],$$
(20)

где  $A$  – амплитуда и  $\varphi$  – сдвиг по фазе между вынуждающей силой и перемещением концентратора. В результате общее решение можно записать в виде:

$$w_3 = w_3^o + w_3^y = A_0 e^{(-\alpha\tau)} \cos(\sqrt{(1-\alpha^2)}\tau + \varphi_0) + A \cos(\eta\tau + \varphi). \quad (21)$$

$$\dot{w}_3 = A_0 e^{(-\alpha\tau)} [-\alpha \cdot \cos(\omega_0\tau + \varphi_0) - \omega_0 \sin(\omega_0\tau + \varphi_0)] + A\eta \sin(\eta\tau + \varphi), \quad (22)$$

$$\omega_0 = \sqrt{(1-\alpha^2)}.$$

Решение двух однородных уравнений системы (13) в аналитическом виде также не вызывает затруднений:

$$w_1 = w_{10} \cos\left(\frac{\Omega_1^2}{\Omega_0^2} \tau\right) + \dot{w}_{10} \frac{\Omega_0^2}{\Omega_1^2} \sin\left(\frac{\Omega_1^2}{\Omega_0^2} \tau\right),$$

$$w_2 = w_{20} \cos\left(\frac{\Omega_2^2}{\Omega_0^2} \tau\right) + \dot{w}_{20} \frac{\Omega_0^2}{\Omega_2^2} \sin\left(\frac{\Omega_2^2}{\Omega_0^2} \tau\right),$$

$$\dot{w}_1 = -w_{10} \frac{\Omega_1^2}{\Omega_0^2} \sin\left(\frac{\Omega_1^2}{\Omega_0^2} \tau\right) + \dot{w}_{10} \cos\left(\frac{\Omega_1^2}{\Omega_0^2} \tau\right),$$

$$\dot{w}_2 = -w_{20} \frac{\Omega_2^2}{\Omega_0^2} \sin\left(\frac{\Omega_2^2}{\Omega_0^2} \tau\right) + \dot{w}_{20} \cos\left(\frac{\Omega_2^2}{\Omega_0^2} \tau\right),$$
(23)

где  $w_{10}, \dots, \dot{w}_{20}$  начальные послеударные условия по перемещению и скорости для тел  $M_1$  и  $M_2$ , полученные из соотношений (16) и (18).

### 3. Некоторые результаты расчетов

Для удобства рассмотрения и анализа будем рассматривать параметры модели и результаты в размерном виде. Эквивалентные параметры концентратора колебаний:

$$M_k = 0,047 \text{ кг}, C_k = 1,4 \cdot 10^9 \text{ кг/с}^2, k_k = 120 \text{ кг/с}, F_m = 100 \text{ Н}.$$

Пружина обладает жесткостью  $C_2 = 400 \text{ Н/м}$  и имеет начальное сжатие 4 мм, масса свободного тела – 4 г. Рассматриваем режим короткого замыкания по нагрузке. Удар считаем упругим с коэффициентом восстановления 0,9. Собственная масса бита  $M_2$  примерно равна парциальной массе концентратора на частоте  $\omega_k$  и составляет 50 г, но надо учитывать, что в реальных условиях к ней присоединится масса грунта, свойства которого будут оказывать влияние на динамику системы, и это здесь не рассматривается.

На рис. 7 представлены временные зависимости перемещения и скорости свободного тела вблизи концентратора при вышеуказанных параметрах модели, которые получены в системе моделирования Matlab/Simulink. Наблюдается неравномерное распределение амплитуд перемещений от времени, что свидетельствует, по сути, о случайном характере столкновений рабочей поверхности концентратора и свободного тела, при этом диапазон колебаний свободного тела лежит в пределах от 1 до 3 мм, а частота колебаний составляет примерно 580 Гц.

Это связано с несинхронностью и несинфазностью движения этих тел, что существенно снижает эффективность работы бура. Такая проблема может быть решена, используя средства настройки в конструкции бура.

На рис. 8 показано влияние параметров модели на частоту  $f_1$  и амплитуду колебаний свободной массы  $x_1$ ; очевидно, что для параметров модели, указанных выше, велика роль пружины и поведение свободной массы соответствует поведению одномассовой колебательной системы. Отсутствие жесткости  $C_2$  приводит к ударному взаимодействию всех тел при определенном наборе параметров, например, при уменьшении зазора и увеличении амплитуды  $x_3$ . Также видим, что уменьшение зазора и увеличение амплитуды колебаний концентратора  $x_3$  приводит к существенному увеличению частоты колебаний свободного тела (рис. 8, б), при этом надо учитывать случайный характер ударных взаимодействий, поэтому результат является средним по достаточ-

но длинной выборке. Частота ударов бита является одним из важнейших параметров, обеспечивающих при надлежащем выборе резонансное перемещение частиц грунта [21] и увеличение тем самым производительности устройства.

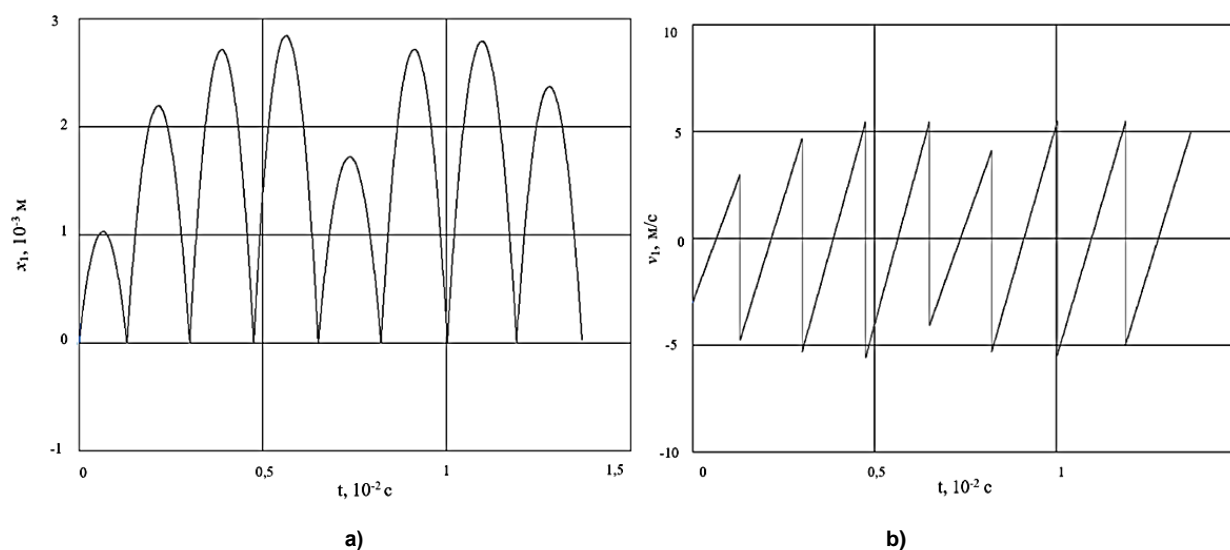


Рис. 7. Перемещение (а) и скорость (б) свободного тела массой 4 г  
Fig. 7. Displacement (a) and speed (b) of a free body weighing 4 g

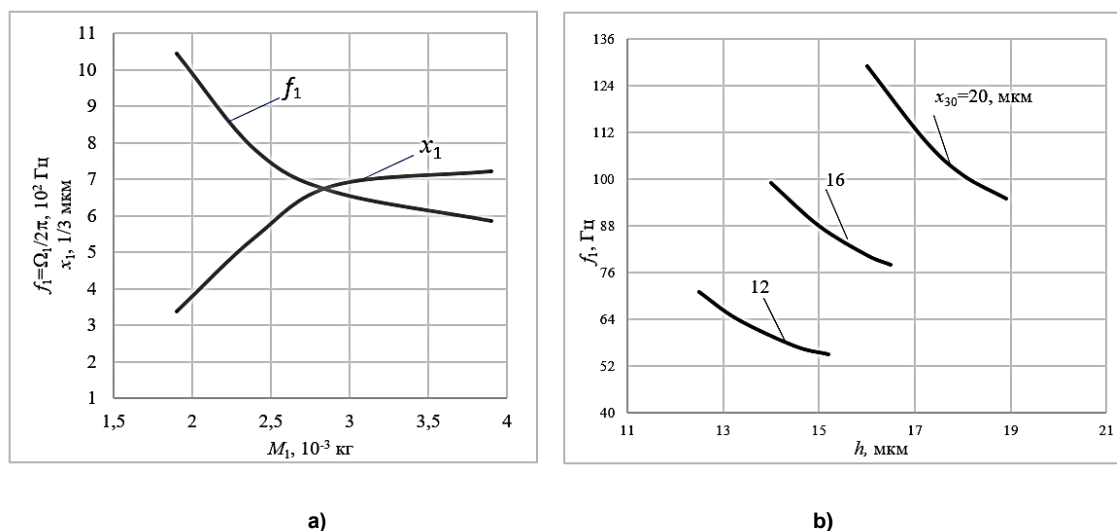


Рис. 8. Зависимости частоты и амплитуды свободного тела (а) от его массы и частоты от ударного зазора при разных амплитудах УЗ-колебаний (б)  
Fig. 8. Dependences of the frequency and amplitude of a free body (a) on its mass and frequency on the impact gap for different amplitudes of ultrasonic vibrations (b)

Полученная модель является имитационной и обладает присущими этим моделям недостатками, включая невозможность получения обобщающих результатов при ограниченном числе вычислений, однако это хороший инструмент для разработки и оптимизации устройства.

### Выводы

В результате выполненных исследований удалось выявить конструкцию бура с развязкой от грунта по ультразвуку, что обеспечивает работоспособность бура даже при заклинивании ударного бита в грунте. Данная конструкция представлена в виде схемы замещения с последовательным соединением элементов с эквивалентными параметрами, полученными из распределенного описания конструкции бура в численных системах расчёта. Рассмотрен пусковой режим работы устройства с учётом малой гравитации, а также получена сосредоточенная трёхмассовая матема-

тическая модель бура с использованием теории удара, теории подобия и др., выполнено параметрическое исследование на основе этой модели.

Рассмотренная модель может быть использована для имитационного моделирования при разработке конструкции бура. Модель устройства также может найти применение при литье металлов и пластмасс, в химической промышленности, в области медицины и др.

### **Список литературы**

1. Акулов Ю.П. Пенетратор для исследования поверхности небесных тел. Патент RU 2111900, 1998.
2. Bar-Cohen Y., Sherrit S., Dolgin B., Bao X. Smart Ultrasonic/Sonic Driller/Corer (SUSDC). Pat. US No. 6863136 B2, 2005.
3. Bar-Cohen Y., Sherrit S., Dolgin B., Bao X. Ultrasonic/sonic mechanism of deep drilling (USMOD) Pat. US No. 6968910 B2, 2005.
4. Bar-Cohen Y., Sherrit S. Self mountable and extractable ultrasonic/sonic anchor. Pat. US 7156189 B1, 2007.
5. Aldrich J.B., Bar-Cohen Y. et al. Percussive augments of rotary drills for operating as a rotary-hammer drill. Pat. US 8640786 B2, 2014.
6. Генне Д.В., Костенко В.И., Митрофанов И.Г. и др. Ультразвуковой бур. Патент RU 2598947, 2016.
7. Генне Д.В., Костенко В.И., Митрофанов И.Г. и др. Ультразвуковое грунтозаборное устройство. Патент RU 2503815, 2018.
8. Bao X., Bar-Cohen Y., Chang Z., Sherrit S. Modeling and Computer Simulation of Ultrasonic/Sonic Driller/Corer (USDC) // IEEE Transactions of Ultrasonics, Sonics and Frequency Control. 2003. Vol. 50 (9). P. 1147–1160. DOI: 10.1109/tuffc.2003.1235326.
9. Bar-Cohen Y., Sherrit S., Bao X., Badescu M. Subsurface sampler and sensors platform using the ultrasonic/sonic driller/corer (USDC) // Paper 6529-18, Proceedings of the SPIE Smart Structures and Materials Symposium, San Diego, CA, March 19–22, 2007. P. 1–7. DOI: 10.1117/12.715048.
10. Bar-Cohen Y., Sherrit S., Dolgin B., Chang Z., Krahe R. Ultrasonic/sonic drilling/coring (USDC) for planetary applications // Smart Structures and Materials 2001: Smart Structures and Integrated Systems. 2001. V. 4327. P. 441–449. DOI:10.1117/12.436556.
11. Chang Z., Sherrit S., Badescu M., Bao X., Bar-Cohen Y. Design and analysis of ultrasonic actuator in consideration of length-reduction for a USDC (Ultrasonic/Sonic Driller/Corer) // Proceedings of the SPIE Smart Structures Conference. 2005. V. 5762 (10). P. 563–571. DOI:10.1117/12.598851.
12. Sherrit S., Bar-Cohen Y., Dolgin B. Modeling of horns for sonic/ultrasonic applications // Proceedings of the IEEE Ultrasonics Symposium. 1999. V. 1. P. 647–651. DOI: 10.1109/ULTSYM.1999.849482.
13. Harkness P., Lucas M., Cardoni A. Maximization of the Effective Impulse Delivered by a High-Frequency/Low-Frequency Planetary Drill Tool // IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, vol. 58, no. 11, Nov. 2011.
14. Хмелев В.Н., Нестеров В.А., Шалунов А.В., Циганок С.Н. Повышение эффективности работы ультразвуковой вибрационной системы для кавитационной обработки жидкости // Международная конференция и семинар по микро/нанотехнологиям и электронным устройствам EDM 2019. Новосибирск: НГТУ, 2018. С. 287–291.
15. Хмелев В.Н., Нестеров В.А., Генне Д.В. Разработка ультразвуковой колебательной системы для бурения лунного грунта // 20 Международная конференция – семинар молодых специалистов по микро- и нанотехнологиям и электронным устройствам EDM 2019. Новосибирск: НГТУ, 2019. С. 174–186.
16. Ганиев Р. Марсоход InSight перестал бурить скважину на Марсе. Что произошло? URL: <https://hi-news.ru/technology/marsohod-insight-perestal-burit-skvazhinu-na-marse-chto-proizoshlo.html> (accessed 28 February 2024).
17. Кикучи Е. Ультразвуковые преобразователи. М.: Мир, 1972. 424 с.
18. Биргер И.А., Пановко Я.Г. Прочность, устойчивость, колебания: справочник в трех томах. М.: Машиностроение, 1968. Т. 1. 821 с.
19. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. М.: Наука, 1977. 224 с.

20. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям: пер. с нем. М.: Наука, 1976. 576 с.

21. Некрасов С.Г., Перминов С.В. Модель вибратора для проектирования вибромашин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2021. Т. 21, № 4 С. 15–25. DOI: 10.14529/engin210402.

### References

1. Akulov Yu.P. *Penetrator dlya issledovaniya poverkhnosti nebesnykh tel* [Penetrator for studying the surface of celestial bodies]. Patent RF no. 2111900, 1998.

2. Bar-Cohen Y., Sherrit S., Dolgin B., Bao X. Smart Ultrasonic/Sonic Driller/Corer (SUSDC). Pat. US No. 6863136 B2, 2005.

3. Bar-Cohen Y., Sherrit S., Dolgin B., Bao X. Ultrasonic/sonic mechanism of deep drilling (USMOD) Pat. US No. 6968910 B2, 2005.

4. Bar-Cohen Y., Sherrit S. Self mountable and extractable ultrasonic/sonic anchor. Pat. US 7156189 B1, 2007.

5. Aldrich J.B., Bar-Cohen Y. et al. Percussive augments of rotary drills for operating as a rotary-hammer drill. Pat. US 8640786 B2, 2014.

6. Genne D.V., Kostenko V.I., Mitrofanov I.G. et al. *Ul'trazvukovoy bur* [Ultrasonic drill]. Patent RF no. 2598947, 2016.

7. Genne D.V., Kostenko V.I., Mitrofanov I.G. et al. *Ul'trazvukovoe gruntozabornoe ustroystvo* [Ultrasonic soil sampling device]. Patent RF no. 2503815, 2018.

8. Bao X., Bar-Cohen Y., Chang Z., Sherrit S. Modeling and Computer Simulation of Ultrasonic/Sonic Driller/Corer (USDC). *IEEE Transactions of Ultrasonics, Sonics and Frequency Control*. 2003. Vol. 50 (9). P. 1147–1160. DOI: 10.1109/tuffc.2003.1235326.

9. Bar-Cohen Y., Sherrit S., Bao X., Badescu M. Subsurface sampler and sensors platform using the ultrasonic/sonic driller/corer (USDC). *Paper 6529-18, Proceedings of the SPIE Smart Structures and Materials Symposium, San Diego, CA, March 19-22, 2007*. P. 1–7. DOI: 10.1117/12.715048.

10. Bar-Cohen Y., Sherrit S., Dolgin B., Chang Z., Krahe R. Ultrasonic/sonic drilling/coring (USDC) for planetary applications. *Smart Structures and Materials 2001: Smart Structures and Integrated Systems*. 2001. V. 4327. P. 441–449. DOI:10.1117/12.436556.

11. Chang Z., Sherrit S., Badescu M., Bao X., Bar-Cohen Y. Design and analysis of ultrasonic actuator in consideration of length-reduction for a USDC (Ultrasonic/Sonic Driller/Corer). *Proceedings of the SPIE Smart Structures Conference*. 2005. V. 5762 (10). P. 563–571. DOI: 10.1117/12.598851.

12. Sherrit S., Bar-Cohen Y., Dolgin B. Modeling of horns for sonic/ultrasonic applications. *Proceedings of the IEEE Ultrasonics Symposium*. 1999. V. 1. P. 647–651. DOI: 10.1109/ULTSYM.1999.849482.

13. Harkness P., Lucas M., Cardoni A. Maximization of the Effective Impulse Delivered by a High-Frequency/Low-Frequency Planetary Drill Tool, *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, vol. 58, no. 11, Nov. 2011.

14. Khmelev V.N., Nesterov V.A., Shalunov A.V., Tsyganok S.N., Slivin A.N. [Increasing of efficiency of ultrasonic vibration system work for cavitation treating of liquid] *International conference and seminar on micro/nanotechnologies and electron devices EDM 2018: Conference proceedings.*, 2018. pp. 287–291. (in Russ)

15. Khmelev V.N., Nesterov V.A., Genne D.V. [Development of an ultrasonic oscillatory system for drilling lunar soil] *International conference and seminar on micro/nanotechnologies and electron devices EDM 2019: Conference proceedings*, 2019. pp. 174–186.

16. Ganiev R. *Marsokhod InSight perestal burit' skvazhinu na Marse. Chto proizoshlo?* [The In-Sight rover has stopped drilling on Mars. What happened?]. URL: <https://hi-news.ru/technology/marsoxod-insight-perestal-burit-skvazhinu-na-marse-chto-proizoshlo.html> (accessed 28 February 2024).

17. Ultrasonic Transducers. Ed. by E. Kikuchi. Tokyo, Corona Publishing Company, 1969. 472 p.

18. Birger I.A., Panovko Ya.G. *Prochnost', ustoychivost', kolebaniya. Spravochnik* [Strength, stability, vibrations. A reference book in three volumes]. Volume 1. Moscow, 1968, 821 p.

19. Panovko Ya.G. *Vvedenie v teoriyu mekhanicheskogo udara* [Introduction to Mechanical Shock Theory]. Moscow, Nauka, 1977. 224 p.

20. Kamke E. *Spravochnik po obyknovennym differentsial'nyim uravneniyam* [Handbook of ordinary differential equations]. Translation from German Moscow, Nauka, 1976. 576 p.

21. Nekrasov S.G., Perminov S.V. [Vibrator Model for Design of Vibration Machines]. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2021, vol. 21, no. 4, pp. 15–25. (in Russ.). DOI: 10.14529/engin210402.

#### ***Информация об авторах***

**Абызов Алексей Александрович**, доктор технических наук, профессор кафедры «Техническая механика», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; abyzovaa@susu.ru

**Дубровский Анатолий Федорович**, доктор технических наук, инженер ОНИЛ автомобильной электроники, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; dubrovskiiaf@susu.ru

**Некрасов Сергей Геннадьевич**, доктор технических наук, профессор кафедры «Информационно-измерительная техника», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; nekrasovsg@susu.ru

**Перминов Сергей Васильевич**, главный инженер АО «Медприбор», Челябинск, Россия; info@medpribor.net

#### ***Information about the authors***

**Aleksey A. Abyzov**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Technical Mechanics, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; abyzovaa@susu.ru

**Anatoliy F. Dubrovskiy**, Doctor of Technical Sciences, engineer ONIL of automotive electronics, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; dubrovskiiaf@susu.ru

**Sergey G. Nekrasov**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Information and Measuring Technology, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; nekrasovsg@susu.ru

**Sergey V. Perminov**, chief engineer of Medpribor JSC, Chelyabinsk, Russia; info@medpribor.net

***Статья поступила в редакцию 31.03.2024; принята к публикации 12.04.2024.***

***The article was submitted 31.03.2024; accepted for publication 12.04.2024.***