Научная статья УДК 621.01 DOI: https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-5-540-547 EDN: CHGYRA



# ТИПОРАЗМЕРНЫЙ РЯД РЕЗОНАНСНОГО ВИБРАЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЕГО ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

# В. Г. Зедгенизов, С. Х. Файзов

Иркутский национальный исследовательский технический университет, г. Иркутск, Россия vzedgenizov@bk.ru, http://orcid.org/0000-0001-5141-0876 sorbon2018@mail.ru, http://orcid.org/0000-0002-4428-9999 \*ответственный автор

# АННОТАЦИЯ

Введение. Повышение энергоэффективности вибрационной техники ставит перед ее разработчиками ряд задач. Перспективным направлением снижения энергозатрат на привод вибрационных машин является использование явления резонанса. За счет динамических свойств колебательной системы удается существенно снизить потребляемую мощность резонансного вибрационного оборудования, а в ряде случаев повысить качество выпускаемой продукции.

Цель данной статьи – разработка типоразмерного ряда резонансного вибрационного оборудования для уплотнения бетонных смесей и методики расчета его основных параметров. Объектом исследований является колебательная система вибромашины, состоящая из двух масс, связанных между собой упругим и диссипативным элементами. Кроме того, первая масса через упругий и диссипативный элементы соединена с неподвижным основанием.

**Материалы и методы.** В исследованиях использованы основные положения теоретической механики, математического моделирования и статистической обработки результатов.

**Результаты.** По результатам исследований установлено, что с увеличением соотношения масс колебательной системы коэффициент динамичности уменьшается, а ширина резонансной зоны увеличивается. Приведены регрессионные уравнения. Установлено, что с увеличением жесткости рабочего органа снижается коэффициент динамичности, а горизонтальный участок на амплитудно-частотной характеристике, ширина которого существенно не меняется, сдвигается в область более высоких частот. С увеличением коэффициента демпфирования снижается коэффициент динамичности, а ширина резонансной зоны и частотный диапазон практически не меняется. Широкий спектр номенклатуры и масс сборного железобетона оправдывает разработку типоразмерного ряда резонансного вибрационного оборудования. Разработан типоразмерный ряд легкого (до 2 m), среднего (2–6 m) и тяжелого (6–10 m) типа. На основе анализа и обобщения результатов исследований разработана методика расчета резонансного вибрационного оборудования для уплотнения бетонных смесей, позволяющая повысить его энергоэффективность.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** вибрационная техника, энергоэффективность, явление резонанса, типоразмерный ряд, методика расчета

# Статья поступила в редакцию 28.09.2023; одобрена после рецензирования 02.10.2023; принята к публикации 24.10.2023.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Зедгенизов В. Г., Файзов С. Х. Типоразмерный ряд резонансного вибрационного оборудования для уплотнения бетонных смесей и методика расчета его основных параметров // Вестник СибАДИ. 2023. Т. 20, № 5 (93). С. 540-547. https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-5-540-547

© Зедгенизов В. Г., Файзов С. Х., 2023



Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.



### PART I

Origin article DOI: https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-5-540-547 EDN: CHGYRA

# TYPE SERIES OF RESONANT VIBRATION EQUIPMENT FOR CONCRETE MIXTURES COMPACTION AND OF ITS MAIN PARAMETERS CALCULATION METHOD

# Viktor G. Zedgenizov, Sorbon Kh. Faizov

Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russia vzedgenizov@bk.ru, http://orcid.org/0000-0001-5141-0876 sorbon2018@mail.ru, http://orcid.org/0000-0002-4428-9999 \*corresponding author

#### ABSTRACT

*Introduction.* Increasing the energy efficiency of vibration technology poses a number of challenges for its developers. A promising direction for reducing energy costs for driving vibration machines is the use of the resonance phenomenon. Due to the dynamic properties of the oscillatory system, it is possible to significantly reduce the power consumption of resonant vibration equipment, and in some cases, improve the quality of the products.

The purpose of this article is to develop a standard range of resonant vibration equipment for compacting concrete mixtures and a methodology for calculating its main parameters. The object of research is the oscillatory system of a vibrating machine, consisting of two masses connected by the elastic and dissipative elements. In addition, the first mass is connected to a fixed base through elastic and dissipative elements.

*Materials and methods.* The basic principles of theoretical mechanics, mathematical modelling and statistical processing of results were used in the research.

**Results.** According to the research results, it was established that with an increase in the mass ratio of the oscillatory system, the dynamic coefficient decreases, and the width of the resonant zone increases. The regression equations are given. It has been established that with increasing rigidity of the working body, the dynamic coefficient decreases, and the horizontal section on the frequency response, the width of which does not change significantly, shifts to the region of higher frequencies. With an increase in the damping coefficient, the dynamic coefficient decreases, and the width of the resonant zone and the frequency range practically do not change. A wide range of nomenclature and masses of precast reinforced concrete justifies the development of a standard-size range of resonant vibration equipment. A standard range of light (up to 2 tons), medium (2-6 tons) and heavy (6-10 tons) types has been developed. Based on the analysis and generalization of research results, a method for calculating resonant vibration equipment for compacting concrete mixtures has been developed, which makes possible to increase its energy efficiency.

**KEYWORDS:** *vibration technology, energy efficiency, resonance phenomenon, standard-size range, calculation method* 

The article was submitted 28.09.2023; approved after reviewing 02.10.2023; accepted for publication 24.10.2023.

The authors have read and approved the final manuscript. Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

*For citation.* Viktor G. Zedgenizov, Sorbon Kh. Faizov Type series of resonant vibration equipment for concrete mixtures compaction and its main parameters calculation method. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal.* 2023; 20 (5): 540-547. https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-5-540-547

© Zedgenizov V. G., Faizov S. Kh., 2023



Content is available under the license Creative Commons Attribution 4.0 License.

541

#### ВВЕДЕНИЕ

Вопросы энергоэффективности вибрационной техники остро стоят перед ее разработчиками<sup>1, 2</sup> [1]. Перспективным направлением снижения энергозатрат на привод вибрационных машин является использование явления резонанса<sup>3</sup> [2, 3, 4, 5, 7]. За счет динамических свойств колебательной системы удается существенно снизить потребляемую мощность резонансного вибрационного оборудования, а в ряде случаев повысить качество выпускаемой продукции<sup>4</sup>. Сказанное в полной мере относится к вибрационному оборудованию для уплотнения бетонных смесей<sup>5</sup>.



Рисунок 1 – АЧХ двухмассовой колебательной системы

при различном соотношении масс:

1 – m<sub>1</sub>=1000 ке; m<sub>2</sub>=100 ке; с<sub>1</sub>=22600 кН/м; с<sub>2</sub>=1870 кН/м; k<sub>1</sub>=80 Нс/м; k<sub>2</sub>=6520 Нс/м 2 – m<sub>1</sub>=1000 ке; m<sub>2</sub>=250 ке; с<sub>1</sub>=26600 кН/м; с<sub>2</sub>=3580 кН/м; k<sub>1</sub>=80 Нс/м; k<sub>2</sub>=20300 Нс/м 3 – m<sub>1</sub>=1000 ке; m<sub>2</sub>=500 ке; с<sub>1</sub>=22600 кН/м; с<sub>2</sub>=4960 кН/м; k<sub>1</sub>=80 Нс/м; k<sub>2</sub>=42300 Нс/м Источник: составлено авторами.

Fig. 1 – Frequency response of a two-mass oscillating system at different mass ratio: 1 – m1 = 1000 kg; m2 = 100 kg; c1 = 22600 kN/m; c2 = 1870 kN/m; k1 = 80 Ns/m; k2 = 6520 Ns/m 2 – m1 = 1000 kg; m2 = 250 kg; c1 = 26600 kN/m; c2 = 3580 kN/m; k1 = 80 Ns/m; k2 = 20300 Ns/m 3 – m1 = 1000 kg; m2 = 500 kg; c1 = 22600 kN/m; c2 = 4960 kN/m; k1 = 80 Ns/m; k2 = 42300 Ns/m Source: compiled by the authors.

<sup>3</sup> Морозов А. А. Сравнение энергоемкости резонансных и нерезонансных вибрирующих установок. Сб. трудов. Белгород: БелГТАСМ, 1999.

<sup>4</sup> Гусев Б. В., Зазимко В. Г. Вибрационная технология бетона. К.: Будівельник, 1991. 160 с.

<sup>5</sup> Гусев Б. В., Добшиц Л. М., Николаева А. А., Троицкий Ю. А., Куртов А. В. Оптимизация процессов виброуплотнения бетонов // Сборник статей 78-й Международной ежегодной научно-методической и научно-исследовательской конференции секции ОНИЛ «ЦЕМЕНТ». Москва, 31 января 2020 г. С.13–21.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Кошелев А. В. К вопросу энергосбережения вибрационных машин и технологических процессов // Союз машиностроителей России. Национальная научно-техническая конференция. 2022. № 1. URL: https://cyberleninka.ru/article/n/kvoprosu-energosberezheniya-vibratsionnyh-mashin-i-tehnologicheskih-protsessov (дата обращения: 16.09.2023).

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup>Лян И. П., Пановко Г. Я., Шохин А. Е. К вопросу об энергопотреблении вибрационных технологических машин // XXXI Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения: сб. тр. конф. (Москва, 4–6 декабря 2019 г.). М.: Изд-во ИМАШ РАН, 2020. С. 334–337

Однако резонансное вибрационное оборудование чувствительно к изменению параметров системы или внешних воздействий. Исследование динамики двухмассовых колебательных систем показало возможность расширения резонансной зоны одной из масс, на амплитудно-частотной характеристике (АЧХ), на которой появляется горизонтальный участок, где амплитуда колебаний не зависит от частоты вынуждающей силы [8, 9, 10].

# МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследованиями на математической модели двухмассовой колебательной системы [8] получены дополнительные данные о влиянии некоторых параметров на ее выходные характеристики.

На рисунке 1 представлена АЧХ двухмассовой системы с различным соотношением масс.

Анализ полученных зависимостей показывает, что с увеличением второй массы (кривая 2 и 3) АЧХ опускается вниз, горизонтальный участок расширяется и сдвигается в область более низких частот. Это объясняется тем, что с увеличением второй массы для сохранения горизонтального участка на АЧХ необходимо увеличивать коэффициент жесткости с<sub>2</sub> и коэффициент демпфирования k<sub>2</sub>. Непропорциональное увеличение массы и коэффициента жесткости приводит к изменению парциальных частот системы, а увеличение коэффициента демпфирования снижает коэффициент динамичности.

На рисунке 2 представлена зависимость коэффициента динамичности и ширины резонансной зоны от соотношения масс колебательной системы. С увеличением соотношения масс коэффициент динамичности системы уменьшается. Наилучшим образом зависимость аппроксимируется полиномиальной функцией с коэффициентом корреляции R=1<sup>6</sup>:

$$k = 22,8(\frac{m_2}{m_1})^2 - 19,78\left(\frac{m_2}{m_1}\right) + 6,63,$$

где k – коэффициент динамичности;

m<sub>1</sub> – масса рабочего органа, кг;

m<sub>2</sub> – масса вибратора, кг.

При этом ширина резонансной зоны увеличивается и может быть описана

$$b = 16,667(\frac{m_2}{m_1})^2 + 27,5\left(\frac{m_2}{m_1}\right) + 32,083$$

где b – ширина резонансной зоны, p/c.



Рисунок 2 – Зависимость коэффициента динамичности и ширины резонансной зоны от соотношения масс колебательной системы Источник: составлено авторами.

Fig. 2 – Dependence of the dynamicity coefficient and the width of the resonant zone on the mass ratio of the oscillatory system Source:compiled by the authors.

<sup>6</sup> Завадский Ю. В. Методика статистической обработки экспериментальных данных. М.: МАДИ, 1973. 97 с.





Рисунок 3 – Номенклатура и масса изделий сборного железобетона<sup>7</sup>

Fig. 3 – Nomenclature and mass of precast concrete products<sup>7</sup>

Таблица

Технические характеристики типоразмерного ряда Источник: составлено авторами.

Table

#### Technical characteristics of the standard-size range Source: compiled by the authors.

Наименование параметра	Тип оборудования		
	легкий	средний	тяжелый
Масса рабочего органа, кг	1000	4000	8000
Масса вибратора, кг	100	400	800
Коэффициент жесткости рабочего органа, кН\м	22800	98000	210000
Коэффициент жесткости вибратора, кН\м	1700	7350	15800
Коэффициент демпфирования вибратора, Нс\м	5780	24000	51000
Статический момент дебалансов, кгм	0,11	0,44	0,88
Вынуждающая сила, Н	2500	10000	20000
Амплитуда колебаний рабочего органа, мм	1	1	1
Амплитуда колебаний вибратора, мм	1	2	2,5
Частота колебаний, р\с	150	150	150
Мощность, кВт	0,65	10,4	42,5

<sup>&</sup>lt;sup>7</sup> Масса ЖБИ изделий - Справочник массы [Электронный ресурс]. Режим доступа: URL.: https://wikiweight.info/strmat/ massa-zhbi.html - (дата обращения: 16.09.2023).



# PART I



Рисунок 4 – Зависимость основных параметров резонансного вибрационного оборудования от его грузоподъемности: с<sub>1</sub> – жесткость упругого элемента рабочего органа; с<sub>2</sub> – жесткость упругого элемента вибратора; k<sub>2</sub> – коэффициент демпфирования вибратора; F – вынуждающая сила вибратора; mr – статический момент дебаланса; N – мощность на привод вибратора Источник: составлено авторами.

Fig. 4. – Dependence of the main parameters of resonant vibration equipment on its load capacity:  $c_1$  – is the stiffness of the elastic element of the working body;  $c_2$  – is the stiffness of the elastic element of the vibrator;  $k_2$  – is the damping coefficient of the vibrator; F – is the driving force of the vibrator; mr – is the static moment of unbalance; N is the power to drive the vibrator. Source: compiled by the authors. Широкий спектр номенклатуры и масс сборного железобетона предполагает применение различного по грузоподъемности оборудования. На рисунке 3 представлены некоторые изделия и их массы<sup>8</sup>.

Указанное обстоятельство легло в основу разработки типоразмерного ряда резонансного вибрационного оборудования для уплотнения бетонных смесей: легкого (до 2 т), среднего (2–6 т) и тяжелого (6–10 т) типа.

Для качественного уплотнения бетонной смеси необходима интенсивность вибрации в пределах 80–300 см<sup>2</sup>/с<sup>3</sup>, которую обеспечивают большинство современных виброплощадок<sup>9</sup>. Исходя из амплитуды A=1 мм и интенсивности на уровне И =150 см<sup>2</sup>/с<sup>3</sup>, частота колебаний составит w=150 p/c.

По результатам выполненных исследований разработан типоразмерный ряд вибрационного резонансного оборудования, технические характеристики которого представлены в таблице.

При амплитуде колебаний рабочего органа x<sub>1</sub>=1 мм приводная мощность для оборудования легкого, среднего и тяжелого типа составляет 0,65; 10,4 и 42,5 кВт соответственно.

В результате выполненных исследований получены зависимости основных параметров от грузоподъемности резонансного вибрационного оборудования (рисунок 4).

Анализ полученных зависимостей показывает, что все они, кроме мощности на привод вибратора, пропорциональны грузоподъемности резонансного вибрационного оборудования. Мощность нарастает по параболической зависимости, т.к. одновременно с массой рабочего органа возрастает коэффициент демпфирования вибратора.

На основе анализа и обобщения результатов исследований разработана методика расчета резонансного вибрационного оборудования, которая включает в себя следующие основные положения.

1. Исходя из номенклатуры и массы изделия, определяется грузоподъемность вибрационного оборудования.

2. С учетом желаемых ширины резонансной зоны и коэффициента динамичности системы определяется соотношение масс рабочего органа и вибратора (см. рисунок 2). 3. По существующим рекомендациям по уплотнению бетонных смесей выбирается амплитуда колебаний.

4. С учетом интенсивности определяется частота колебаний рабочего органа

$$w_1 = \sqrt[3]{\frac{\text{H}}{\text{A}^2}},$$

где w<sub>1</sub> – частота колебаний рабочего органа, 1/с;

И – интенсивность колебаний, см<sup>2</sup>/с<sup>3</sup>;

А – амплитуда колебаний, см;

5. Жесткость упругого элемента рабочего органа определяется

$$c_1 = m_1 w_1^2$$
,

где с<sub>1</sub> – жесткость упругого элемента рабочего органа, Н/м;

m<sub>1</sub> – масса рабочего органа, кг;

w<sub>1</sub> – частота колебаний, р/с.

6. Жесткость упругого элемента вибратора определяется из соотношения

$$c_2 = \frac{c_1 m_1 m_2}{(m_1 + m_2)^2}.$$

7. Из условия существования расширенной резонансной зоны АЧХ коэффициент демпфирования находится в зависимости от массы рабочего органа

$$k_2 = 0,065m_1 - 1,2.$$

 По найденным значениям основных параметров дальнейший расчет вибрационного оборудования ведется по существующим методикам.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненных исследований разработан типоразмерный ряд резонансного вибрационного оборудования для уплотнения бетонных смесей и методики расчета его основных параметров, позволяющих повысить энергоэффективность вибрационного оборудования.

## список источников

1. Лян И. П., Пановко Г. Я., Шохин А. Е. Сравнительный анализ энергоэффективности при использовании технологических машин вибрационного

<sup>&</sup>lt;sup>9</sup> Основные положения вибрирования бетонной смеси [Электронный ресурс] Режим доступа: URL.: https://msd.com. ua/texnologiya-betonnyx-i-zhelezobetonnyx-izdelii/osnovnye-polozheniya-teorii-vibrirovaniya-betonnoj-smesi/ (дата обращения: 16.09.2023).



<sup>&</sup>lt;sup>8</sup> Масса ЖБИ изделий - Справочник массы [Электронный ресурс]. Режим доступа: URL.: https://wikiweight.info/strmat/ massa-zhbi.html - (дата обращения: 16.09.2023).

типа в резонансном и сверхрезонансном режимах работы // Обогащение руд. 2019. № 6. С.42–49.

2. Гнездилов А. А. О реализации резонансных режимов технологических вибрационных машин // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2019. № 1 (171). С. 159–163.

3. Антипов В. И., Асташев В. К. О принципах создания энергосберегающих вибрационных машин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 4. С. 3–8.

4. Асташев В. К. О новых направлениях использования явления резонанса в машинах [Электронный ресурс] // Вестник научно-технического развития: интернет-журнал. № 8(48). 2011. http://www.vntr.ru/ nomera/2011-848/ (14.12.2011). – 0421100120\0032

5. Денцов Н. Н. Перспективы развития резонансной вибрационной техники // Современные тенденции развития науки и технологий. 2015. № 2-2. С. 66 –68.

6. Дмитриев В. Н., Горбунов А. А. Резонансный вибрационный электропривод машин и установок с автоматическим управлением // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2009. Т. 11, № 3. С. 310–314.

7. Yatsun V., Filimonikhin G., Dumenko K., Nevdakha A. Equations of motion of vibration machineswith a translational motion of platforms and a vibrationexciter in the form of a passive auto-balancer // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 5. No. 1. P. 19–25

8. Федоренко И. Я., Гнездилов А. А. Динамические свойства двухмассной вибрационной технологической машины // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2016. № 3 (137). С. 179–183.

9. Зедгенизов В. Г., Файзов С. Х. Исследование влияния основных параметров двухмассовой колебательной системы на ее динамические характеристики // iPolytech Journal. 2022. Т. 26, № 2. С. 164–172.

10. Зедгенизов В. Г., Файзов С. Х. Влияние точки приложения вынуждающей силы в двухмассовой колебательной системе на ее энергоэффективность // Вестник СибАДИ. 2023;20(1):12-23. https:// doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-1-12-23

## REFERENCES

1. Ljan I. P., Panovko G. Ja., Shohin A. E. Sravnitel'nyj analiz jenergojeffektivnosti pri ispol'zovanii tehnologicheskih mashin vibracionnogo tipa v rezonansnom i sverhrezonansnom rezhimah raboty [Comparative analysis of energy efficiency when using vibration-type technological machines in resonant and super-resonant operating modes]. *Obogashhenie rud*. 2019; 6: 42 – 49. (in Russ.)

2. Gnezdilov A. A. Implementation of resonant modes of technological vibration machines. *Bulletin of Altai State Agrarian University*. 2019. No. 1 (171). pp. 159 – 163. (in Russ.)

3. Antipov V. I., Astashev V. K. O principah sozdanija jenergosberegajushhih vibracionnyh mashin [On the principles of creating energy-saving vibration machines. Problems of mechanical engineering and machine reliability]. *Problemy mashinostroenija i nadezhnosti mashin.* 2004; 4: 3–8. (in Russ.) 4. Astashev V. K. O novyh napravlenijah ispol'zovanija javlenija rezonansa v mashinah [Jelektronnyj resurs] [On new directions for using the phenomenon of resonance in machines]. *Vestnik nauchno-tehnicheskogo razvitija: internet-zhurnal*. 2011; 8(48). http://www.vntr.ru/nomera/2011-848/ (14.12.2011). 0421100120\0032. (in Russ.)

5. Dencov N. N. Perspektivy razvitija rezonansnoj vibracionnoj tehniki [Prospects for the development of resonant vibration technology]. Sovremennye tendencii razvitija nauki i tehnologij. 2015; 2-2: 66 –68. (in Russ.)

6. Dmitriev V. N., Gorbunov A. A. Resonant vibration electric drive of machines and plants with automatic control. *Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*. 2009. T. 11, No. 3. pp. 310–314. (in Russ.)

7. Yatsun V., Filimonikhin G., Dumenko K., Nevdakha A. Equations of motion of vibration machineswith a translational motion of platforms and a vibrationexciter in the form of a passive auto-balancer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017; Vol. 5. No. 1:19–25

8. Fedorenko I. Ja., Gnezdilov A. A. Dinamicheskie svojstva dvuhmassnoj vibracionnoj tehnologicheskoj mashiny [Dynamic properties of a two-mass vibration technological machine]. *Vestnik Altajskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2016; 3 (137): 179–183. (in Russ.)

9. Zedgenizov V.G., Fayzov S.Kh. Influence of the main parameters of a dual-mass oscillation system on its dynamic characteristics. *iPolytech Journal*. 2022; T. 26. No. 2: 164-172. (in Russ.)

10. Zedgenizov V.G., Faizov S.K. Impact of force application point in two-mass oscillation system on its energy efficiency. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2023;20(1):12-23. (In Russ.) https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-1-12-23

#### ВКЛАД СОАВТОРОВ

Участие авторов в подготовке и написании статьи выражается в равных долях.

#### **COAUTHORS' CONTRIBUTION**

The participation of the authors in the preparation and writing of the article is expressed in equal shares.

#### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Зедгенизов Виктор Георгиевич – д-р техн. наук, проф., проф. кафедры строительных, дорожных машин и гидравлических систем, SPINкод: 9565-419.

Файзов Сорбон Хотамович – аспирант кафедры строительных, дорожных машин и гидравлических систем.

# **INFORMATION ABOUT THE AUTHORS**

Viktor G. Zedgenizov – Dr. of Sci., Professor, Professor of the Construction, Road Machines and Hydraulic Systems Department, SPIN-код: 9565-419.

Sorbon Kh. Faizov – Postgraduate student of the Construction, Road Machines and Hydraulic Systems Department.

