

УДК 621.878

Динамическая модель рыхлителя с аккумулятором энергии

Ю.А. Геллер^{1*}

¹Забайкальский государственный университет, ул. Александро-Заводская, 30, Чита, Россия
Статья поступила 04.10.2011, принята 10.02.2012

В статье рассматривается динамическая модель рыхлителя с аккумулятором энергии, представляющего собой, с одной стороны, рабочее оборудование для ведения земляных работ с активной виброзащитной системой, с другой – устройство, позволяющее вести разработку грунта с минимальными энергозатратами. Проведен анализ влияния упругой связи, геометрических параметров и массы звеньев рыхлительного оборудования на частоту колебаний рабочего органа. Составлена аналитическая зависимость, устанавливающая взаимосвязь между энергией, рассеиваемой в грунте, параметрами механической системы и режимами движения. Совместный анализ ограничительных условий и уравнений колебательного движения рабочего органа рыхлителя позволил выбрать большую группу параметров, которая характеризует сложную систему «базовая машина – рыхлитель с аккумулятором энергии – грунт». Графический анализ влияния жесткости аккумулятора (носителя потенциальной энергии) позволил сделать вывод, что основным параметром, обеспечивающим режим согласования частоты колебаний рабочего органа рыхлителя и частоты скола грунтовых элементов, является регулируемая упругая связь. Установлены оптимальные геометрические и массовые параметры рабочего оборудования, определяющие режим ведения земляных работ с минимальной энергоемкостью при соблюдении требований к защите оператора и элементов базовой машины от критических вибрационных нагрузок. Аналитическая зависимость, полученная в результате проведенных исследований, наглядно показала сложность процессов, протекающих при взаимодействии рыхлительного оборудования и грунта, что требует дальнейшего всестороннего исследования. Конструктивные особенности рыхлителя с аккумулятором энергии, входящего в класс землеройных машин, объединенных принципом «закрывания» динамических нагрузок на рабочем оборудовании и грунте, защищены авторскими свидетельствами и патентами.

Ключевые слова: рыхлительное оборудование, базовая машина, виброзащита, прочный грунт, замыкание динамических нагрузок, энергоемкость процесса, аккумулялирование, рассеивание энергии, угол внутреннего трения, касательные нагрузки.

Dynamic model of a ripper equipped with energy storage device

Yu. A. Geller^{1*}

¹Trans-Baikal State University, 30, Aleksandro-Zavodskaya str., Chita, Russia
Received 04.10.2011; Accepted 10.02.2012

The article considers the dynamic model of a ripper equipped with energy storage device representing, on the one hand, operational equipment for excavation providing an active vibroprotection system, and, on the other hand, it is a device to conduct excavation works at the lowest power inputs. The analysis of influence of spring linkage, geometrics and ripper's equipment links on the working body vibration frequency has been conducted. The analytical dependence to interrelate energy dispersed in soil, mechanical system parameters and operating conditions have been made. The joint analysis of the limiting conditions and the equations of a ripper's working body oscillating motion have enabled to select a large group of parameters which characterizes the complex «basic machine - a ripper equipped with energy storage device - soil» system. The graphical analysis of the influence of accumulator rigidity (potential energy carrier) made it possible to draw a conclusion that the keyword parameter providing the matching mode of a ripper's working body vibration frequency and soil member chipping frequency is variable spring linkage. The optimum geometrics and weight parameters of the operational equipment which determine the excavation operating duty at the lowest energy intensity taking into consideration the requirements to protect an operator and basic machine members from critical vibration loads have been established. The analytical dependence obtained as a result of research represents a clear proof of the complex processes taking place due to ripper's equipment and soil interaction, and it requires a further comprehensive research. The design philosophy of a ripper equipped with energy storage device, being part of earthmoving machines class and having the principle of «closing» of dynamic loads on the operational equipment and soil in common, has been protected by author's certificates and patents.

Keywords: ripper's equipment, basic machine, vibroprotection, strong soil, dynamic load closing, energy intensity of the process, accumulation, energy dispersion, angle of internal friction, tangent loads.

В качестве динамической модели, раскрывающей качественную и количественную сторону процесса взаимодействия рабочего органа рыхлителя с грунтом, рассмотрим одномастную механическую систему (рис. 1), перемещающуюся вдоль оси X, т. е. допускаем, что все

силы направлены вдоль оси X и лежат в одной горизонтальной плоскости, проходящей через центры масс.

Рыхлитель [1...9] содержит рабочий орган, состоящий из двух штанг 1 массой m_2 каждая, снизу к которым через шарниры присоединен зуб 2 массой m_1 .

* E-mail address: YanchukNA@yandex.ru

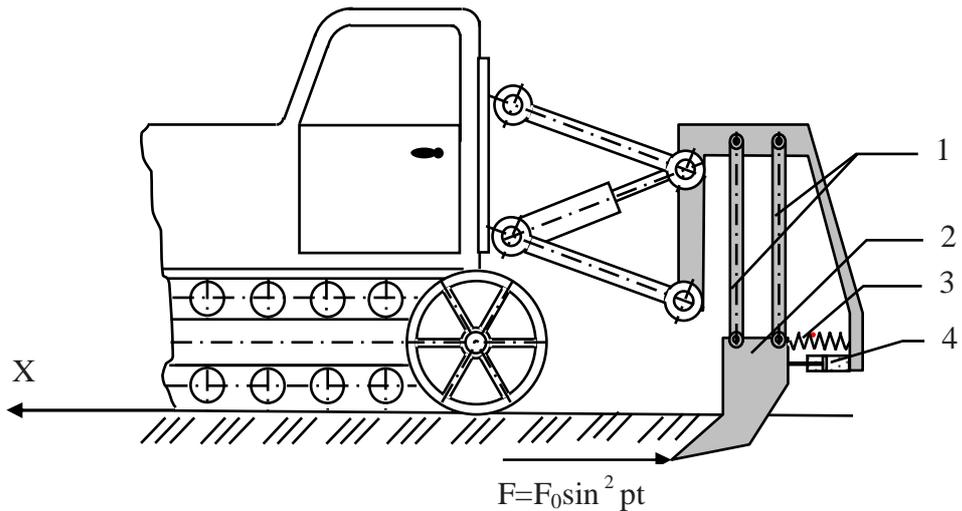


Рис. 1. Схема рыхлителя.

Между подвижными элементами рабочего органа и элементами навески рыхлителя, соединенными с базовой машиной, расположены упругий элемент 3 с жесткостью C и демпфер 4 с коэффициентом вязких потерь α_{np} . Включение последнего обусловлено имеющими место диссипативным поглощением энергии в местах заделки упругого элемента и подвижных звеньях рабочего органа, а также потерями в материале упругого элемента. Возмущающая сила $F = F_0 \sin^2 pt$, где p – частота вынужденных колебаний (средневзвешенная круговая частота скола элементов грунтовой стружки), приложена к вершине зуба.

Для определения основных характеристик свободных колебаний рабочего органа рыхлителя с одной степенью подвижности рассмотрим движение отдельных звеньев этой системы (рис. 1).

Примем за обобщенную координату системы угол φ , составленный осью штанги с вертикалью. Тогда кинетическая энергия системы T может быть найдена из следующего выражения [9, 10]:

$$T = \frac{Y_1 \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{Y_2 \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m_1 L^2 \dot{\varphi}^2}{2},$$

где Y_1, Y_2 – моменты инерции штанг стойки относительно точек подвеса, кг·м²; $\dot{\varphi}$ – угловая скорость движения штанг стойки, рад/с; m_1 – масса зуба рабочего органа, кг; L – длина штанг стойки, м.

Поскольку размеры и масса штанг стойки одинаковы

$$Y_1 = Y_2 = \frac{m_2 L^2}{3},$$

тогда

$$T = \frac{(m_1 L^2 + \frac{2}{3} m_2 L^2) \dot{\varphi}^2}{2} = \frac{1}{2} m_{np} \dot{\varphi}^2 L^2, \quad (1)$$

где m_2 – масса штанги стойки рабочего органа, кг;

$$m_{np} = m_1 + \frac{2}{3} m_2 - \text{приведенная масса рабочего органа, кг.}$$

Потенциальная энергия системы Π складывается из потенциальной энергии штанг стойки и зуба в поле силы тяжести и потенциальной энергии упругих сил пружины

$$\begin{aligned} \Pi &= 2m_2 g \frac{L}{2} (1 - \cos \varphi) + m_1 g L (1 - \cos \varphi) + c \frac{x_{po}^2}{2} = \\ &= (m_1 + m_2) g L (1 - \cos \varphi) + (c L^2 \sin^2 \varphi) / 2. \end{aligned}$$

Принимая во внимание, что при малых отклонениях системы от положения равновесия $\sin \varphi \approx \varphi$, $\cos \varphi \approx 1 - \varphi^2 / 2$ [10, 11], потенциальная энергии системы равна:

$$\Pi = [(m_1 + m_2) g L + c L^2] \frac{\varphi^2}{2} = \frac{1}{2} c_{np} \varphi^2 L^2, \quad (2)$$

где c_{np} – приведенная жесткость системы, Н/м; g – ускорение свободного падения тела, м/с².

Частота свободных колебаний k определится из следующего выражения:

$$k = \sqrt{\frac{c_{np}}{m_{np}}} = \sqrt{\frac{3(m_1 + m_2)g + 3cL}{(3m_1 + 2m_2)L}}. \quad (3)$$

Таким образом, основными характеристиками свободных колебаний являются масса звеньев рабочего органа m_1, m_2 , жесткость упругого элемента и высота штанг стойки L .

Поскольку эффективный режим работы рыхлителя с аккумулятором энергии определяется настройкой частоты собственных колебаний рабочего органа на наиболее характерную частоту скола грунтовых элементов, важно выяснить, какая из характеристик свободных колебаний наиболее удобна для ее изменения в широком диапазоне. Для этого проведем анализ выражения (3) с построением

зависимости свободных колебаний от анализируемых параметров (рис. 2).

Графический анализ позволил сделать следующие выводы.

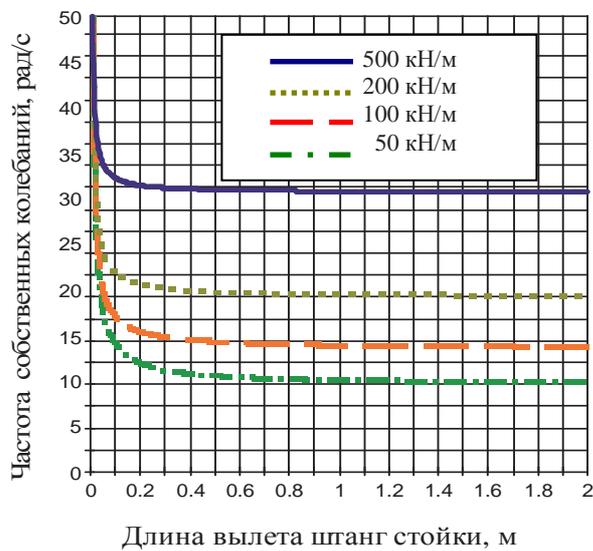
Длина штанг стойки (рис. 2а) оказывает существенное влияние на частоту собственных колебаний при длине вылета штанг до 0,5 м. Дальнейшее увеличение длины штанг практически не влияет на частоту собственных колебаний рабочего органа.

Масса рабочего органа значительно влияет на частоту свободных колебаний в определенной области своих значений (рис. 2б), после чего связь этих параметров ослабевает, а затем изменение массы практически не оказывает влияния на частоту колебаний.

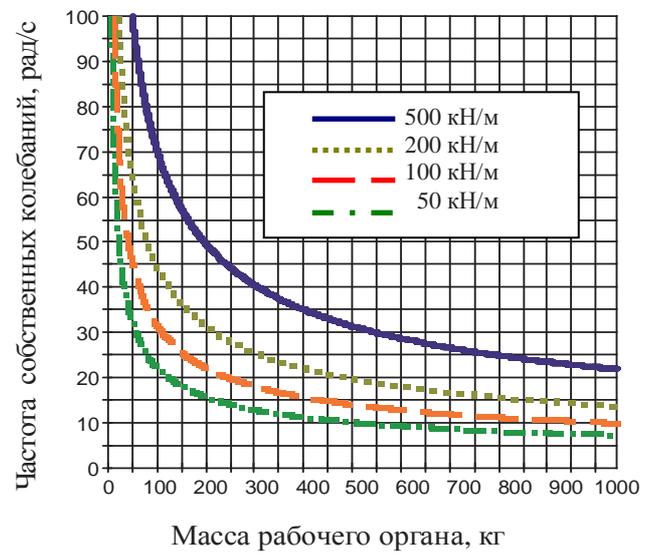
Взаимосвязь жесткости носителя энергии и частоты свободных колебаний (рис. 2в, 2г) на всем интервале своих значений остается практически постоянной, за

исключением начального нелинейного участка, причем величина нарастания жесткости упругой связи пропорциональна увеличению частоты свободных колебаний.

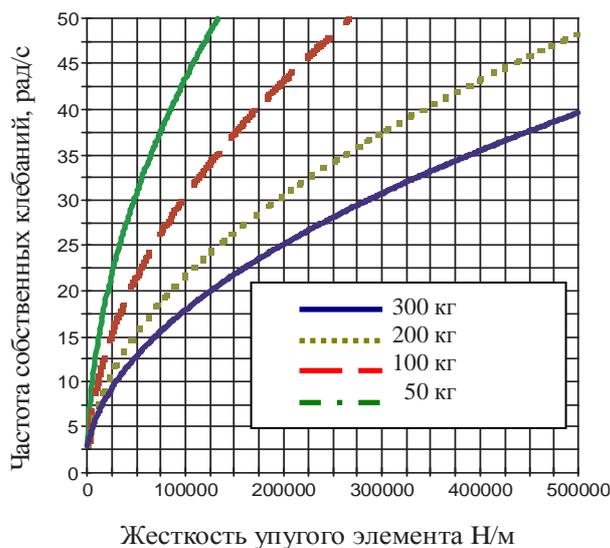
Это дает основание полагать, что основным параметром управления процессом является жесткость упругой связи. Что касается длины вылета штанг стойки рабочего органа и его массы, то она должна быть такой, чтобы при ее назначении обеспечивалась возможность проектирования основных узлов рыхлителя с минимальными размерами при максимальной передаче энергии в грунт от аккумулятора. На графике (рис. 2а, 2б) это условие соответствует участку перегиба кривых и представлено зависимостями длины вылета штанг L и массы m от частоты свободных колебаний. Рабочий орган рыхлителя состоит из трех подвижных звеньев, два из которых находятся во вращательном движении, а одно – в поступательном.



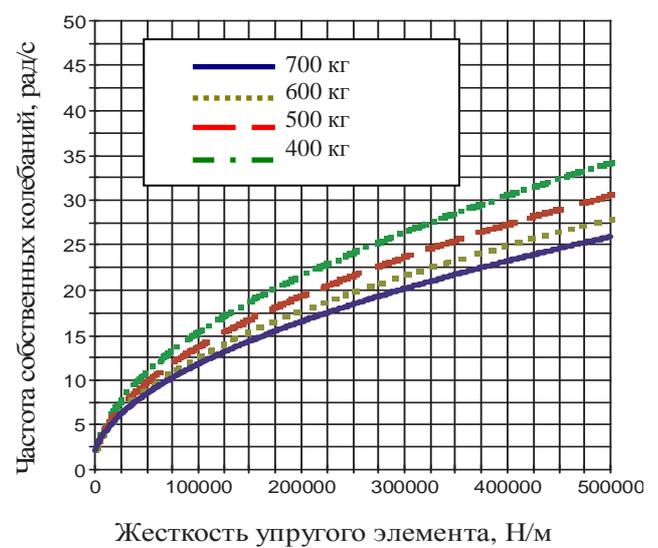
а)



б)



в)



г)

Рис. 2. Графические зависимости свободных колебаний рабочего органа от анализируемых параметров.

Для выяснения рационального распределения масс между звеньями воспользуемся выражением (3) и установим зависимость частоты собственных колебаний от массы штанг стойки и зуба рабочего органа. Данная зависимость представлена на рис. 3.

По результатам анализа можно сказать, что масса штанг стойки (звено 1) практически не влияет на частоту колебаний рабочего органа. Поэтому, исходя из условий прочности и жесткости, их массу можно принять равной 10...15 % от массы зуба рабочего органа.

Расчетная схема рыхлителя с достаточной степенью точности может быть доведена до одномассной, что позволяет значительно сократить объем вычислительных работ при анализе динамической модели рабочего органа с упругой связью.

Для составления дифференциального уравнения движения рабочего органа рыхлителя воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода [10, 11]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) + \frac{\partial T}{\partial \varphi} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} - \frac{\partial R}{\partial \varphi} + F_i,$$

где φ – обобщенная координата (угол поворота штанг стойки рыхлителя); $\dot{\varphi}$ – обобщенная скорость; $\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}$ – обобщенная восстанавливающая сила; $\frac{\partial R}{\partial \varphi}$ – обобщенная сила сопротивления; F_i – обобщенная возмущающая сила.

$$\frac{(3m_1 + 2m_2)L^2}{3} \ddot{\varphi} + (\alpha_{np} + \alpha_z)L^2 \dot{\varphi} + [(m_1 + m_2) \frac{g}{L} + c]L^2 \varphi = \frac{F_0 L}{2} (1 - \cos 2pt),$$

При составлении дифференциального уравнения предполагалось, что массив грунта надвигается на рабочий орган (рассматривается относительное движение), причем роль возмущающей силы играет периодически изменяющаяся сила сопротивления грунта разрушению, (предполагалось, что преобладающая гармоника колебательного процесса подчиняется закону $F = F_0 \sin^2 pt$).

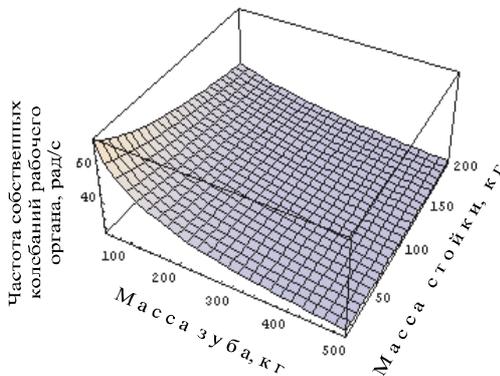


Рис. 3. Зависимость частоты собственных колебаний от масс звеньев рабочего органа.

В соответствии с выбранной одномассной динамической моделью дифференциальное уравнение движения рабочего органа с учетом (1) и (2) примет следующий вид:

$$\ddot{\varphi} + 2n \dot{\varphi} + k^2 \varphi = \frac{F_0 L (1 - \cos 2pt)}{2Y_{np}},$$

где

$$2n = \frac{3(\alpha_{np} + \alpha_z)}{3m_1 + 2m_2};$$

$$k^2 = \frac{3[(m_1 + m_2) \frac{g}{L} + c]}{3m_1 + 2m_2};$$

$$Y_{np} = \frac{(3m_1 + 2m_2)L^2}{3}.$$

α_{np} – приведенный коэффициент, обусловленный диссипативными потерями в системе; α_z – коэффициент вязкого сопротивления грунта; Y_{np} – приведенный момент инерции.

Учитывая, что наличие диссипативных связей приводит к быстрому затуханию колебаний системы с собственной частотой, ограничимся анализом установившегося движения рабочего органа с частотой вынужденных колебаний. Решение уравнения будем искать в виде:

$$\varphi = A \sin 2pt + B \cos 2pt + C.$$

Определим коэффициенты А, В и С

$$\dot{\varphi} = 2Ap \cos 2pt - 2Bp \sin 2pt$$

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} &= -4Ap^2 \sin 2pt - 4Bp^2 \cos 2pt \\ &- 4Ap^2 \sin 2pt - 4Bp^2 \cos 2pt + 4Anp \cos 2pt - \\ &- 4Bnp \sin 2pt + Ak^2 \sin 2pt + \\ &+ Bk^2 \cos 2pt + Ck^2 = \frac{F_0 L}{2Y_{np}} (1 - \cos 2pt). \end{aligned}$$

Откуда

$$A = \frac{4F_0 Lnp}{2Y_{np}[(k^2 - 4p^2)^2 + 16n^2 p^2]};$$

$$B = \frac{F_0 L(k^2 - 4p^2)}{2Y_{np}[(k^2 - 4p^2)^2 + 16n^2 p^2]};$$

$$C = \frac{F_0 L}{2Y_{np}k^2}.$$

Решение уравнения примет вид:

$$\begin{aligned} \varphi &= - \frac{4F_0 Lnp}{2Y_{np}[(k^2 - 4p^2)^2 + 16n^2 p^2]} \sin 2pt - \\ &- \frac{F_0 L(k^2 - 4p^2)}{2Y_{np}[(k^2 - 4p^2)^2 + 16n^2 p^2]} \cos 2pt + \frac{F_0 L}{2Y_{np}k^2}. \end{aligned}$$

Вычислим энергию, рассеянную при разрушении грунта за один период колебания рабочего органа

$$T = \frac{2\pi}{2p}, \quad 2p = \frac{2\pi V_n}{l_{cmp}}$$

$$A_{pac} = \int_0^{\frac{2\pi}{2p}} (\alpha_{np} + \alpha_z) \dot{x} dx = \int_0^{\frac{2\pi}{2p}} (\alpha_{np} + \alpha_z) \dot{\varphi}^2 L^2 dt.$$

Т.к. $\dot{\varphi} = 2Apcos2pt - 2Bpsin2pt$, получим

$$A_{pac} = \int_0^{\frac{2\pi}{2p}} (\alpha_{np} + \alpha_z) (2Apcos2pt - 2Bpsin2pt)^2 L^2 dt = \frac{\pi(\alpha_{np} + \alpha_z) F_0^2 L^4 p}{2Y_{np}^2 [(k^2 - 4p^2)^2 + 16n^2 p^2]} \quad (4)$$

Принимая во внимание зависимость, приведенную ранее [1, 12]:

$$p = \frac{2\pi V_n}{l_{cmp}} = \frac{2\pi V_n \sigma_{cm} \sin \alpha \cos\left(\frac{\alpha + \rho + \rho_0}{2}\right)}{H \tau_{cp}^n \operatorname{ctg}\left[90 - \left(\frac{\alpha + \rho + \rho_0}{2}\right)\right] \cos\left(\frac{\alpha - \rho - \rho_0}{2}\right)},$$

а также выражения (1) и (3), уравнение (5) примет следующий вид:

$$A_{pac} = \frac{\pi(\alpha_{np} + \alpha_z) F_0^2 \left[\frac{2\pi V_n \sigma_{cm} \sin \alpha \sin\left[90 - \frac{(\alpha - \rho - \rho_0)}{2}\right]}{H \tau_{cp}^n \operatorname{ctg}\left[90 - \frac{(\alpha + \rho + \rho_0)}{2}\right]} K_V K_C \right]}{\left[\frac{1}{3} (3m_1 + 2m_2) \right]^2 \left\{ \left[\frac{3(m_1 g + m_2 g + cL)}{(3m_1 + 2m_2)L} - \frac{2\pi V_n \sigma_{cm} \sin \alpha \sin\left[90 - \frac{(\alpha - \rho - \rho_0)}{2}\right]}{H \tau_{cp}^n \operatorname{ctg}\left[90 - \frac{(\alpha + \rho + \rho_0)}{2}\right]} K_V K_C \right]^2 \right\} + \left[\frac{6(\alpha_{np} + \alpha_z) \pi V_n \sigma_{cm} \sin \alpha \sin\left[90 - \frac{(\alpha + \rho + \rho_0)}{2}\right]}{(3m_1 + 2m_2) H \tau_{cp}^n \operatorname{ctg}\left[90 - \frac{(\alpha + \rho + \rho_0)}{2}\right]} K_V K_C \right]^2}$$

Последнее уравнение наглядно характеризует вывод о том, что энергия, рассеиваемая в грунте, а, следовательно, и максимально переданная на его разру-

шение, зависит от многих параметров и требует всестороннего исследования.

Литература

1. Геллер Ю.А. Создание класса машин, работающих по принципу замыкания динамических нагрузок на рыхлительном оборудовании // Прогрессивные технологии в современном машиностроении: сб. ст. VI Междунар. научн.-техн. конф. Пенза, 2010. С. 233-236.
2. Геллер Ю.А. Энергосберегающий класс машин, работающих по принципу замыкания динамических нагрузок на рыхлительном оборудовании // Ресурсовоспроизводящие, малоотходные и природоохранные технологии освоения недр: сб. ст. IX Междунар. конф. М.; Котону [Бенин], 2010. С. 257-259.
3. Рыхлитель: а. с. 815169 Рос. Федерация. № 2727234/29-03; заяв. 22.02.79; опубл. 23.03.81, Бул. № 11. 2 с.
4. Рыхлитель: а.с. 939672 Рос. Федерация. № 939672-03; заяв. 24.12.80; опубл. 30.06.82, Бул. № 24. 3с.
5. Рыхлитель для разработки мерзлых и прочных грунтов: а.с. 994650 Рос. Федерация. № 2892665/29-03; заявл.07.03.80; опубл.07.02.83, Бул. № 5. 4 с.
6. Рыхлитель: а.с. 1016445 Рос. Федерация. № 3399226/29-03; заявл.24.02.82; опубл. 07.05.83, Бул. № 17. 4 с.
7. Рыхлитель: пат. 1176944 Рос. Федерация. № 709935/29-03; заявл. 02.01.84; опубл. 07.09.85, Бул. 33. 4 с.
8. Рыхлитель с пружинным аккумулятором энергии двухстороннего действия: заявка 2010146238 Рос. Федерация. Приоритет 12. 11. 2010.
9. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1971. 240 с.
10. Яблонский А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний. М.: Высш. школа, 1975. 248 с.
11. Геллер Ю.А. Динамика рыхлителя с аккумулятором энергии // Проблемы исследования и проектирования машин: сб. ст. VI Междунар. научн.-техн. конф. Пенза, 2010. С. 101-103.

References

1. Geller Yu.A. Creation of machine class operating on the principle of dynamic loads closure on ripper's equipment // Progressivnyye tekhnologii v sovremennom mashinostroenii: sb. st. VI Mezhdunar. nauchn.-tekhn. konf. Penza, 2010. S. 233-236.
2. Geller Yu.A. Energy-efficient machine class operating on the principle of dynamic loads closure on ripper's equipment // Resursovo-sproizvodyashchiye, malootkhodnye i prirodookhrannyye tekhnologii osvoeniya nedr: sb. st. IX Mezhdunar. konf. M.: Kotonu [Benin], 2010. S. 257-259.
3. Ripper: a.s. 815169 Ros. Federatsiya. № 2727234/29-03; yayav. 22.02.79; opubl. 23.03.81, Bul. № 11. 2 s.
4. Ripper: a.s. 939672 Ros. Federatsiya. № 939672-03; yayav. 24.12.80; opubl. 30.06.82, Bul. № 24. 3 s.
5. Ripper for excavation works in frozen and strong soils: a.c. 994650 Ros. Federatsiya. № 2892665/29-03; yayavl.07.03.80; opubl.07.02.83, Bul. № 5. 4 s.
6. Ripper: a.s. 1016445 Ros Federatsiya. № 3399226/29-03; yayav.24.02.82; opubl. 07.05.83, Bul. № 17. 4 s.
7. Ripper: pat. 1176944 Ros Federatsiya. № 709935/29-03; yayav. 02.01.84; opubl. 07.09.85, Bul. 33. 4 s.
8. Ripper equipped with a spring bidirectional energy storage device: yayavka 2010146238 Ros. Federatsiya.Prioritet 12.11. 2010.
9. Panovko Ya.G. Introduction into mechanical oscillations theory. M.: Nauka, 1971. 240 s.
10. Yablonsky A.A., Noreyko S.S. Course of vibration theory. M.: Vyssh. shkola, 1975. 248 s.
11. Geller Yu.A. Dynamics of a ripper equipped with energy storage device // Problemy issledovaniya i proektirovaniya mashin: sb. st. VI Mezhdunar. nauchn.-tekhn. konf. Penza, 2010. S. 101-103.