

шения в результате динамического нагружения при трении, а также число циклов нагружения до возникновения трещины.

Представленная в работе методика может быть применена для оценки эксплуатационных параметров контактирующих элементов машин уже на этапе их проектирования, что в конечном итоге позволит повысить качество принимаемых проектных решений.

### Литература

1. Крагельский И. В. Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 576 с.
2. Кузнецов Е. А., Гороховский Г.А. Колебательные процессы сопровождающее внешнее трение шероховатых тел // Проблема трения и изнашивания: сб. ст. Киев:Техника, 1979. Вып. 15. С. 8 – 13.
3. Гороховский Г. А., Кузнецов Е.А. Распределение напряжений в поверхностном полимерном слое при давлении на него шероховатого индентора. Рига, 1977. Рукопись деп. ВИНТИ № 1101-77.
4. Подураев В.Н., Суворова А.А., Барзов А.А. Исследование процессов резания методом акустической эмиссии // Изв. ВУЗов. Машиностроение 1976. № 12. С. 160 – 163.
5. Борисенко А.В., Терикова Л.Г. Акустическая динамика процесса резания и диагностика износа режущего инструмента // Прочность пластичных материалов в ультразвуковом поле: сб. ст. Минск, 1973. Ч.1. С.143 – 147.
6. Иванова В.С., Терентьев В.Ф. Природа усталости металлов. М.: Металлургия, 1975. 455 с.
7. Эрдоган Ф. Разрушение. М.: Мир, 1975. Т.2. С. 521 – 616.
8. Куранов В.Н., Иванов В.И., Рябов А.Н. К вопросу о кинетике распространения трещин // Проблемы прочности: сб.ст. 1980. № 6. С. 15 – 19.
9. Алехин В.П., Гусев О.В., Шоршоров М.Х. О причинах появления аномальной пластичности в поверхностном слоях кристаллов на начальной стадии деформации // Физика и химия обработки материалов: сб. ст. 1969. № 6. С. 96.
10. Kramer I. R. Surface Lauer Effects on the Plastic Deformation of Iron and Molibdenum. Trans AIME, 1967. 640 p.
11. Летуновский В.В. Износостойкость и обрабатываемость металлических материалов // Физико – механические и эксплуатационные свойства инструментальных и конструкционных материалов: сб.ст. Красноярск, 1976. Вып. 5. С. 63 – 77.
12. Черепанов Г. П. Механика хрупкого разрушения. М.: Наука, 1974. 640 с.
13. Ландау Л. Д., Лившиц Е.М. Теория упругости. М.: Наука, 1965. 202 с.
14. Зильбергейт А. С., Копилевич Ю.И. О скорости переноса энергии волнами // Журнал технической физики. 1980. Т. 50. Вып. 2. С. 241 – 251.

15. Меновщиков В.А., Ереско С.П. Исследование и совершенствование игольчатых подшипников карданных передач транспортно-технологических машин: моногр. Красноярск: Изд-во КрасГАУ, 2006. 283 с.

### References

1. Kragelsky, I.V. Basis of calculations on friction and wear / I. V. Kragelsky, M. N. Dobichin, V. S. Komalov. M: Mechanical engineering, 1977. 576 p.
2. Kuznetsov E.A. Oscillatory processes accompanying the external friction of rough bodies / E. A. Kuznetsov, G. A. Gorohovskiy – In book: The problem of friction and wear. Kiev, Technics, edition, 15, 1979, p. 8-13.
3. Gorohovskiy G. A. The stress distribution in the surface layer of the polymer at a pressure on it by rough indenter / G. A. Gorohovskiy, E. A. Kuznetsov. Riga, 1977.- manuscript dep. VINITI №1101-77.
4. Poduraev V. N. Investigation of the processes of cutting by acoustic emission method / V. N. Poduraev, A. A. Suvorovs, A. A. Barzov and others.- Изв. Вузov. Mechanical engineering, №12, 1976, p. 160-163.
5. Borisenko A.V., Terikova L. G. Acoustic dynamics of the cutting process and cutting tool wear diagnosis / A. V. Borisenko in book: Plastic material strength in an ultrasonic field, part 1, Minsk, 1973, p. 143-147.
6. Ivanova V. S. The nature of metal fatigue / V. S. Ivanova, V. F. Terentyev.- M.: Metallurgy, 1975.- 455 p.
7. Erdogan F. Cracks propagation theory. In book: Destruction. M.: World, 1975, tome 2, p. 521-616.
8. Kuranov V. N., The problem of kinetics of crack propagation / V. N. Kuranov, V. I. Ivanov, A. N. Ryabov. - problems of strength, 1980, № 6, p. 15-19.
9. Alehin V. P. The reasons for the appearance of abnormal plasticity in the surface layers of the crystal at the initial stage of deformation / O. V. Gusev, M. H. Shorshorov. Physics and Chemistry of Materials Processing, 1969, № 6, p. 96.
10. Kramer I. R. Surface Lauer Effects on the Plastic Deformation of Iron and Molibdenum. – Trans AIME. 1967. – 640 p.
11. Letunovskiy V. V. Durability and workability of metallic materials. In book: Physical - mechanical and performance properties of instrumental and structural materials. Edition 5, Krasnoyarsk, 1976, p. 63-77.
12. Cherepanov G.P. Mechanics of brittle fracture. M.: Science, 1974. -640 p.
13. Landau L. D. Theory of elasticity / L. D. Landau, E. M. Livshits. – M.: Science, 1965. -202 p.
14. Zilberglate A. S. The rate of energy transfer by waves / A. S. Zilberglate, U. I. Kopilevich. - Technical Physics. 1980, tome 50, edition 2. P. 241 – 251.
15. Menovshikov V.A. Investigating and improvement of needle bearings of cardan gears of transport and technological machines: Monograph / V.A. Menovshikov, S.P. Eresko.- Krasnoyarsk: publishing house KrasSAU, 2006.-283 p.

УДК 621.878

## Влияние режима согласования частот на энергетические показатели разрушения грунта

Ю.А. Геллер<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Забайкальский Государственный университет, ул. Александрo-Заводская 30, Чита, Россия. E-mail: YanchukNA@yandex.ru  
Статья поступила 12.01.2012, принята 10.09.2012

*Представлена математическая модель, описывающая условия взаимодействия рыхлительного оборудования с аккумулятором энергии. Проведен анализ влияния упругой связи, геометрических параметров и массы 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 колебаний.*

бательного движения рабочего органа рыхлителя позволил выбрать большую группу параметров, которая характеризует сложную систему «базовая машина - рыхлитель с аккумулятором энергии - грунт». Установлена существенная зависимость эффективности разрушения грунтового массива от режима согласования парциальной частоты колебаний рабочего органа рыхлителя с частотой скола грунтовых элементов. Указано о целесообразности управления параметрами вибрационного состояния механической системы путем изменения жесткости упругой связи, расположенной в непосредственной близости от рабочего органа. Предложены конструктивные решения аккумуляторов энергии, выполненные на уровне изобретений.

**Ключевые слова:** рыхлительное оборудование, базовая машина, прочный грунт, замыкание динамических нагрузки, согласование частот, энергоёмкость процесса, аккумулятирование, рассеивание энергии, угол внутреннего трения, касательные нагрузки.

## Effect of frequencies matching mode on soil destruction power indicators

Geller Yu.A.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Trans-Baikal State University, 30 Aleksandro-Zavodskaya str., Chita, Russia. E-mail: YanchukNA@chtgu.ru  
The article received 12.01.2012, accepted 10.09.2012

The mathematical model describing the interaction conditions of the ripper's equipment with the energy storage device has been presented. The analysis of the spring linkage effect, geometrical parameters and weight on the operating body oscillation frequency has been carried out. The analytic dependence establishing the interrelation of the energy disseminated in soil, the mechanical system parameters and movement modes has been made. The joint analysis of the restrictive conditions and the oscillating motion equations of the ripper's equipment operating body enabled to choose a large group of parameters to characterize the complex system «basic machine - ripper's equipment with energy storage device - soil». The essential dependence of the soil massif destruction efficiency on the matching mode of the ripper's operating body partial oscillation frequency and soil spall frequency has been established. The expediency of the vibrational state parameters control for a mechanical system by means of changing the spring linkage rigidity at the close proximity to the operating body has been pointed out. The constructive designs of energy storage devices fulfilled at the invention level have been proposed.

**Keywords:** ripper's equipment, basic machine, strong soil, dynamic load closure, frequencies matching, process power energy intensity, accumulation, energy dispersion, internal friction angle, tangent loads.

Для установления влияния режима согласования частот колебаний рабочего органа рыхлителя, имеющего упругую связь, с частотой скола грунтовых элементов на энергетические показатели процесса разрушения грунта воспользуемся ранее полученной формулой [1].

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

где  $\alpha_{np}$  – приведенный коэффициент упругих потерь, обусловленный диссипативными потерями в системе,  $H^*c/m$ ;  $\alpha_z$  – коэффициент вязкого сопротивления грун-

та,  $H^*c/m$ ;  $V_n$  – скорость подачи рабочего органа,  $m/c$ ;  $\sigma_{cm}$  – напряжение смятия, возникающее в зоне контакта передней грани ножа с грунтовым массивом в момент нарушения предельного напряженного состояния,  $МПа$ ;

$\tau_{cp}''$  – напряжение среза, соответствующее нарушению площадке сдвига грунтового элемента,  $МПа$ ;  $\alpha$  – угол резания,  $град.$ ;  $\psi$  – угол наклона площадки скола,  $град.$ ;  $\rho_0$  – угол внешнего трения,  $град.$ ;  $\rho$  – угол внутреннего трения,  $град.$ ;  $F_0$  – максимальное значение усилия резания,  $H$ ;  $L$  – длина вылета штанги стойки,  $м$ ;  $H$  – глубина резания,  $м$ ;  $m_1$  – масса зуба,  $кг$ ;  $m_2$  – масса штанги;  $c$  – жесткость упругой связи,  $H/м$ ;  $K_v, K_c$  – коэффициенты, учитывающие влияние скорости и жесткости упругой связи на размер скальываемого элемента.

Прежде чем проводить анализ выражения (1), необходимо рассмотреть вид и значение диссипативных потерь, определяющих коэффициенты сопротивлений в уравнении. Диссипативные потери рабочего органа рыхлителя складываются из внутренних неупругих сопротивлений (гистерезисных потерь) упругих элементов, подвижных звеньев рабочего органа, внешних потерь в узлах крепления упругих элементов, а также диссипативных потерь, возникающих при движении рабочего органа в грунте. Внутренние потери в материале упругих элементов можно определить, исходя из коэффициентов поглощения материала:

$$\psi' = \Delta E / E,$$

где  $\Delta E$  – необратимые потери энергии в материале за цикл;  $E$  – полная энергия цикла.

Для стальных элементов при напряжении сдвига

$$\tau_{сдв} = 100...135 \text{ МПа}, \psi' = 0,005... 0,01 [2]. \quad (2)$$

Экспериментально установлено [2], что необратимые потери энергии в материале в основном определяются амплитудой перемещения. В этом случае

$$H_{\max} = F/2; F = CH_{\max}; \Delta E = \psi' CH_{\max} / 2, \quad (3)$$

где  $H_{\max}$  – максимальная деформация упругого элемента,  $м$ ;  $C$  – линейная характеристика упругого элемента,  $кН/м$ ;  $F$  – упругая сила,  $кН$ .

В реальных механических системах причиной гистерезисных потерь являются не только внутренние потери энергии упругих элементов, но и конструкционные потери в заделках винтовых пружин. Указанные потери, если нет отрыва опорных витков, вызываются в основном их трением об опорные поверхности за счет поворота витков относительно друг друга. Если предоставить опорным виткам свободно поворачиваться вокруг оси пружины, то при нагружении ее осевой силой витки повернутся относительно друг друга. При наличии трения между опорными витками и опорными поверхностями при периодическом нагружении пружины, что имеет место в упругой системе рыхлителя, на опорных витках могут возникать знакопеременные моменты сил трения, влияние которых на затухание может оказаться значительно большим, чем влияние внутренних потерь в материале упругих элементов аккумулятора энергии.

предельного напряженного состояния грунта по

Согласно [2, 3] относительный угол поворота опорных витков цилиндрической пружины растяжения-сжатия при отсутствии трения определяется выражением:

$$\theta = \frac{\pi P D_0^2 \sin \alpha_0}{2} \left( \frac{1}{C} + \frac{1}{B} \right), \quad (4)$$

а момент  $M_0$ , необходимый для предотвращения поворота опорных витков на угол  $\theta$ , равен:

$$M_0 = \frac{P D_0 (C - B) \sin \alpha_0}{4 (B \sin^2 \alpha_0 + C \cos^2 \alpha_0)}, \quad (5)$$

где  $P$  – осевое усилие,  $кН$ ;  $D_0$  – средний диаметр пружины,  $м$ ;  $i_0$  – число рабочих витков,  $шт.$ ;  $\alpha_0$  – угол подъема витков пружины на оси прутка,  $град.$ ;  $C, D$  – вспомогательные характеристики. Для пружин круглого сечения

$$B = \frac{\pi d^4}{64} E; \quad (6)$$

$$C = \frac{\pi d^4}{32} G, \quad (7)$$

где  $d$  – диаметр прутка,  $м$ ;  $E$  – модуль упругости при растяжении-сжатии,  $МПа$ ;  $G$  – модуль упругости при сдвиге,  $МПа$ .

Момент трения об опорные поверхности равен:

$$M_{mp} = \frac{P \rho D_{on}}{2}, \quad (8)$$

где  $\rho$  – коэффициент трения материала пружины по материалу опорной поверхности;  $D_{on}$  – диаметр опорной поверхности,  $мм$ .

В зависимости от конструкции пружины и соотношения  $D_0$  и  $D_{on}$ , возможны случаи знакопеременного перемещения концевых витков по опорным поверхностям, что также приводит к дополнительному затуханию и увеличению затрат энергии. Эти потери зависят от многих факторов и требуют анализа в каждом конкретном случае.

Поскольку учесть все параметры, влияющие на затухание колебательного процесса рабочего органа, представляется сложным, определение диссипативных сопротивлений рабочего органа проводилось опытным путем, с записью процесса свободных колебаний на осциллографическую ленту, с последующим определением коэффициента поглощения  $\psi'$  и декремента затухания  $\delta$ , связанных между собой следующим соотношением [2]:

$$\psi' = 2nT = 2\delta; \quad (9)$$

$$\delta = \ln \frac{a_i}{a_{i+1}}, \quad (10)$$

где  $n$  – постоянная, зависящая от материала и типа конструкции;  $T$  – длительность одного колебательного цикла, с;  $\delta$  – логарифмический декремент затухания;  $a_i, a_{i+1}$  – последовательные пиковые значения кривой колебаний, мм.

При  $a_i = 30 \text{ мм}, a_{i+1} = 26 \text{ мм}; T = 0,33 \text{ с}$  (указанные значения получены при обработке результатов записи процесса свободных колебаний на осциллографическую ленту),  $\delta = 0,143; \psi' = 0,286$ .

Предположим, что потери энергии в материале равны потерям энергии в системе, представленной в виде упруго-вязкой схемы [3]. Тогда

$$\Delta E H_{\max} = \pi \alpha_{np} \omega H_{\max}^2, \quad (11)$$

где  $\alpha_{np}$  – эквивалентный коэффициент вязкости системы.

Принимая во внимание выражение (3), получим:

$$\alpha_{np} = \frac{C \psi'}{2\pi\omega}. \quad (12)$$

При жесткости упругой связи  $C = 15 \text{ кН/м}; \omega = 25 \text{ с}^{-1}, \alpha_{np} = 27,3 \text{ Н*с/м}$ .

Для определения коэффициента вязкости, возникающего в зоне контакта рабочего органа с грунтом, принималось во внимание, что диссипативные потери в грунте начинают возникать с момента скола грунтового элемента и в основном определяются трением ножа о боковые поверхности канала при обратном ходе рабочего органа.

На основании проведенной серии из шести равноточных опытов с заданной величиной надежности  $\alpha = 0.9$  и относительной погрешностью  $\epsilon_{\alpha_0} = 10 \%$ , последовательные пиковые отклонения составили  $a_i = 30 \text{ мм}, a_{i+1} = 5.2 \text{ мм}$ . При этом период одного колебательного цикла равен  $T = 0,54 \text{ с}, \delta = 1.752, \psi' = 3,504$ . Опыты проводились на супесчаном грунте влажностью 20 % при температуре  $-5^\circ \text{C}$ . При жесткости упругой связи  $C = 15 \text{ кН/м}; \omega = 25 \text{ с}^{-1}, \alpha_{np} = 334,61 \text{ Н*с/м}$ .

Эксперименты проводились на лабораторном стенде, моделирующем натурный образец в масштабе 1:5 [4, 5]. Для перехода от результатов, полученных при экспериментальных исследованиях, на натурные значения коэффициента диссипативных потерь  $\alpha_{np}$  необходимо определить масштабный коэффициент  $K_{\alpha_{np}}$ . Значение коэффициента  $K_{\alpha_{np}}$  определялось из условия подобия как производная линейного масштабного коэффициента, масштаба сил и времени [6]:

$$K_{\alpha_{np}} = \frac{K_l^3 * \sqrt{K_l}}{K_l} = 55,9.$$

С учетом выбора оптимальной глубины резания, равной  $H = 0,2 \text{ м}$ , приведенный коэффициент диссипативных потерь составил  $\alpha_{np} = 18704,55 \text{ Н*с/м}$ .

Для обеспечения высокой производительности процесса разработки при минимально возможных затратах энергии необходимо, в соответствии с тяговыми параметрами машины, соблюдать рациональные режимы ведения земляных работ, соответствующих внешним условиям. Основной характеристикой, объединяющей изложенные выше условия, для рыхлителей с аккумулятором энергии является частота образования элементов грунтовой стружки  $p$ .

Как показали теоретические исследования [7, 13],  $p$  зависит не только от механических свойств грунта, таких, как угол наклона площадки скола  $\psi$ , напряжение среза  $\tau_{cp}^n$  и смятия  $\sigma_{cm}$ , но и от скорости подачи рабочего органа  $V_n$ , глубины резания  $H$ . Графические зависимости частоты скола элементов стружки  $p$  от внешних характеристик процесса представлены на рис. 1 – 3.

Основным параметром внутренней характеристики механической системы «рыхлитель – аккумулятор энергии – рабочий орган» является собственная частота рабочего органа  $k$ , функционально связанная с приведенной массой рабочего органа  $m_{np}$  жесткостью упругой связи  $C$  и длиной штанги стойки  $L$ , определяющей вылет вершины зуба рабочего органа относительно оси подвеса [1].

При  $p = 15.6 \text{ с}^{-1}$  с и оставшихся без изменения остальных параметрах  $A = 44.5 \text{ кДж}$ , а при  $p = 20 \text{ с}^{-1}$   $A = 26.3 \text{ кДж}$ , что, соответственно, на 44,4 % и 71,6 % меньше, чем при частоте колебаний  $p = 8.1 \text{ с}^{-1}$ .

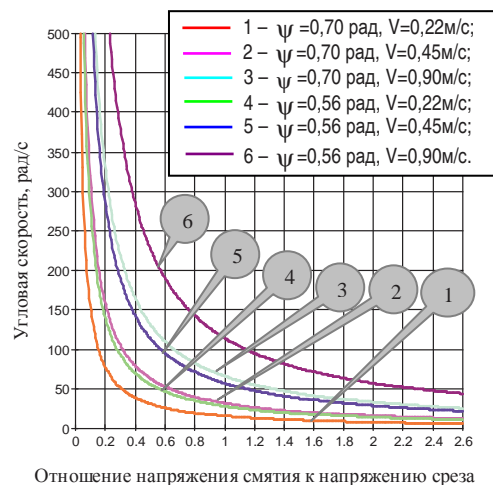


Рис. 1. Зависимость частоты образования грунтовых элементов от отношения  $\sigma_{cm}/\tau_{cp}$ .

Связь между частотой скола грунтовых элементов  $p$ , собственной частотой колебаний рабочего органа  $k$  и энергией, передаваемой в грунт, определяется выражением (1). От того, насколько  $p$  и  $k$  согласованы между собой, зависит эффективность процесса разработки грунта.



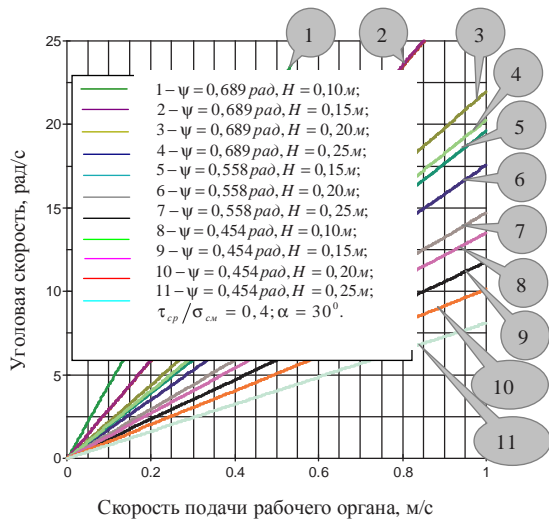


Рис. 2. Зависимость частоты образования грунтовых элементов от угла наклона площадки скола.

На рис. 4 – 8 представлены характерные зависимости энергии, передаваемой в грунт, от анализируемых параметров.

Например, при массе рабочего органа  $m_1 = 500 \text{ кг}$ ,  $\alpha_{np} = 10 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$ ,  $p = 8.1 \text{ с}^{-1}$ ,  $F = 100 \text{ кН}$  (рис. 4) энергия, передаваемая в грунт в режиме согласования частот, составляет  $A = 80 \text{ кДж}$ .

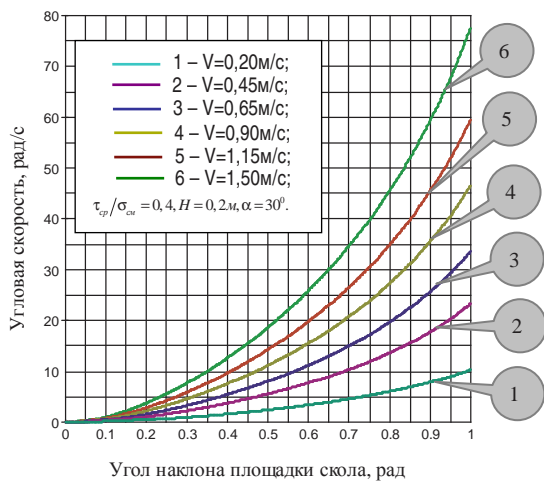


Рис. 3. Зависимость частоты образования грунтовых элементов от скорости подачи рабочего органа.

С переходом области согласования параметров  $k$  и  $p$  в зону более высоких частот максимальная передача энергии за один период колебания рабочего органа также смещается. Например, при массе рабочего органа  $m_1 = 500 \text{ кг}$ ,  $\alpha_{np} = 10 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$ ,  $p = 15.6 \text{ рад} / \text{с}$ ,  $F = 100 \text{ кН}$  (рис. 4) энергия, передаваемая в грунт в режиме согласования частот, составляет  $A = 46,8 \text{ кДж}$ . При  $p = 8.1 \text{ с}^{-1}$  и оставшихся без изменения остальных параметрах  $A = 24,8 \text{ кДж}$ , а при  $p = 20 \text{ с}^{-1}$   $A = 37,7 \text{ кДж}$ , что, соответственно, на 47 % и 19,4 % меньше, чем при частоте колебаний  $p = 15.6 \text{ рад} / \text{с}$ .

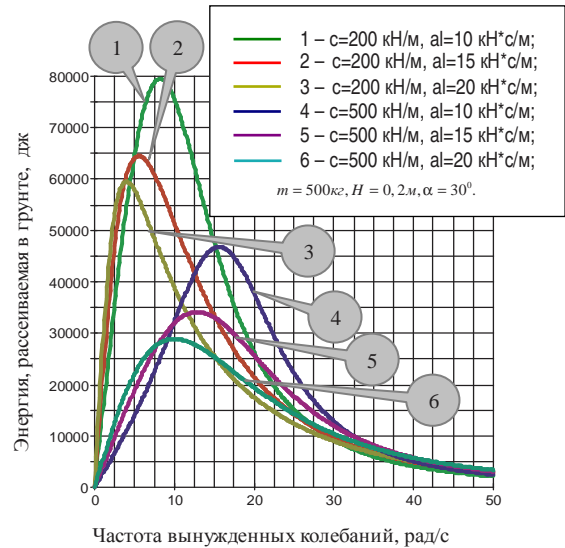


Рис. 4. Зависимость энергии, рассеиваемой в грунте, от частоты вынужденных колебаний.

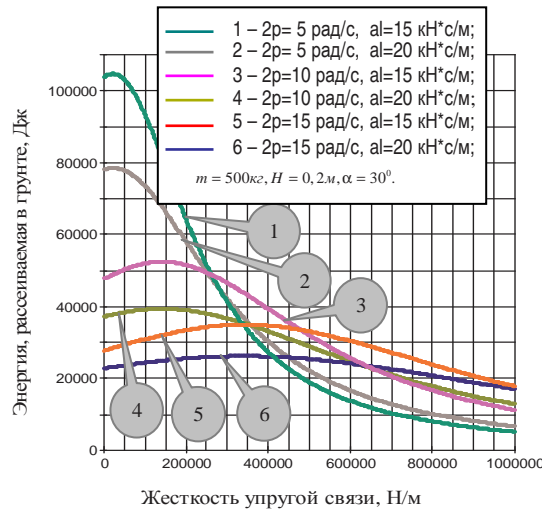


Рис. 5. Зависимость энергии, рассеиваемой в грунте от жесткости упругой связи.

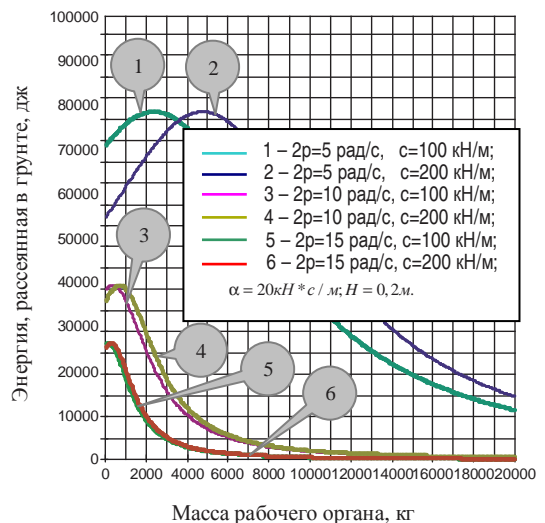


Рис. 6. Зависимость энергии, рассеиваемой в грунте, от массы рабочего органа.

Увеличение жесткости упругой связи (рис. 5) или уменьшение массы рабочего органа (рис. 6) приводит к снижению передачи энергии в грунт за один период колебаний.

Но если сравнить работу, совершенную за одинаковый промежуток времени, то она (не учитывая сил внутреннего сопротивления системы) останется равной.

Вылет вершины зуба относительно оси подвеса рабочего органа (в пределах реальных размеров штанг стойки) практически не оказывает влияния на передачу энергии в грунт. Например, при массе рабочего органа  $m_1 = 500 \text{ кг}$ ,  $p = 5 \text{ рад/с}$ ,  $\alpha_{np} = 20 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$  (рис. 7) на интервале изменения длины штанг стойки от 0,5 до 1,5 м разница между количеством энергии, передаваемой в грунт за один период колебаний, составляет не более 6,5 %. При  $p = 15 \text{ рад/с}$  и оставшихся без изменения остальных параметрах эта величина составляет не более 0,7 % от первоначального значения энергии.

Изменение вязкости грунта (рис. 8) влечет за собой изменение энергии, рассеиваемой в грунте. Причем, на зависимость указанных параметров существенно влияет частота скола грунтовых элементов  $p$ .

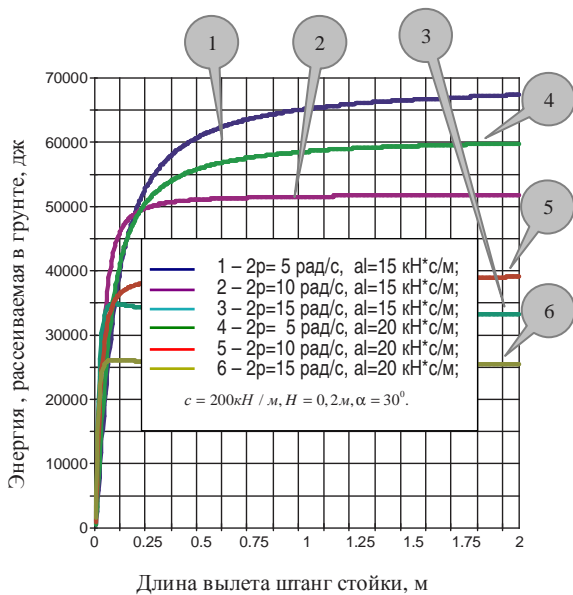


Рис. 7. Зависимость энергии, рассеиваемой в грунте, от вылета длины штанг стойки.

Например, при частоте скола грунтовых элементов  $p = 5 \text{ рад/с}$  и жесткости  $c = 200 \text{ кН/м}$  максимальная энергия, рассеиваемая в грунте, приходится на вязкость грунта  $\alpha_{np} = 11,9 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$  и составляет  $A_{\max} = 65,8 \text{ кДж}$ . С увеличением частоты  $p$  и оставшихся без изменения остальных параметрах максимальная передача энергии смещается в зону уменьшения вязкости. Так (при  $p = 10 \text{ рад/с}$  и  $c = 200 \text{ кН/м}$ ), максимальная передача энергии приходится на вязкость грунта  $\alpha_{np} = 2,0 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$  и составляет  $A_{\max} = 199,6 \text{ кДж}$ . Превышение критического значения частоты  $p$  приводит к смещению максимального рассеяния энергии в зону более высокой вязкости. Например, при

$p = 20 \text{ рад/с}$   $A_{\max} = 27,9 \text{ кДж}$  и приходится на  $\alpha_{np} = 7,0 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$ .

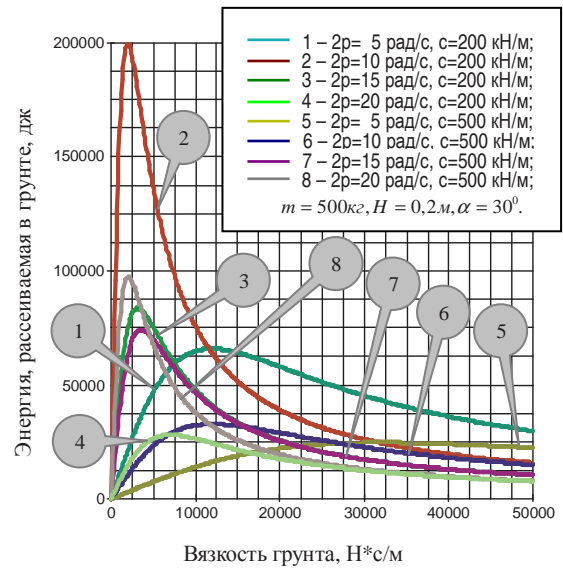


Рис. 8. Зависимость энергии, рассеиваемой в грунте, от его вязкости.

Из приведенного анализа следует, что основными параметрами, влияющими на энергетические показатели процесса, являются жесткость упругой связи и масса рабочего органа. Причем, значение массы рабочего органа ввиду сложности управления (рис. 9) выбрано постоянной. Упругая связь при этом выполняется регулируемой по жесткости и усилию поджатия, в соответствии с условиями эксплуатации рыхлителя в реальных условиях.

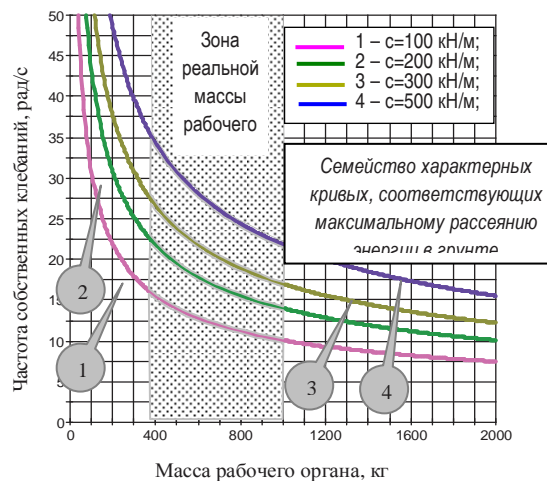


Рис. 9. График определения оптимальных параметров рыхлительного оборудования с аккумулятором энергии

Таким образом, анализ процесса взаимодействия рабочего органа рыхлителя с мерзлым грунтом при передаче энергии через упругую связь позволяет сделать вывод о существенности влияния условий согласования внешней и внутренней характеристик процесса на эффективность разрушения грунта. Это дает основание полагать об ощутимости положительных качеств применения регулируемой упругой системы в реаль

ных условиях, где сила сопротивления грунта разрушению носит периодический характер. Данные условия учтены в предложенных конструкциях рыхлителей с аккумулятором энергии [8, 9, 10, 11, 12]

Science and Technology Review. 哈爾濱 (哈爾濱). 2011. Vol. 10. P. 29-30.

### Литература

1. Геллер Ю.А. Динамическая модель рыхлителя с аккумулятором энергии // Системы. Методы. Технологии. 2012. Вып.1 (13). С. 28-32
2. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1971. 240 с.
3. Справочник конструктора-машиностроителя / под ред. В.И. Анурьева. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1982. Т.1. 576 с.
4. Геллер Ю.А. Стенд для исследования рабочих органов землеройных машин: пат. 2239689, Рос. Федерация. Бюл. № 31. 9 с.
5. Ахназарова С.А., Кафаров В.В. Оптимизация эксперимента в химии и химической технологии. М.: Высш. школа, 1978. 319 с.
6. Баловнев В. И. Моделирование процессов взаимодействия со средней рабочих органов дорожно-строительных машин. М.: Машиностроение, 1994. 432 с.
7. Геллер Ю.А. Создание эффективной техники на примере машин для специальных земляных работ, действующих по принципу замыкания динамических нагрузок на рыхлительном оборудовании и грунте: моногр. Чита: ЗабГУ, 2011. 217 с.
8. Безручко Н.П., Геллер Ю.А., Киричек А.А. Рыхлитель для разработки мерзлых и прочных грунтов: а.с. 994650 СССР. Бюл. № 5. 4 с.
9. Геллер Ю.А., Киричек А.А., Безручко Н.П., Круглов Г.Р. Рыхлитель: а.с. 1016445 СССР. Бюл. № 17. 4 с.
10. Геллер Ю.А. Вибрационный рыхлитель: пат. 2222669 Рос. Федерация. Бюл. № 3. 5 с.
11. Геллер Ю.А. Рыхлитель с пружинным аккумулятором энергии двухстороннего действия: положительное решение на выдачу пат. по заявке Рос. Федерации 2010146238. Приоритет от 12.11. 2010.
12. Геллер Ю.А. Рыхлитель с жидкостным аккумулятором энергии двухстороннего действия: Заявка на предполагаемое изобретение. Рос. Федерация 2012146238. Приоритет от 23.04. 2012.
13. Geller U.A. ENERGY-SAVING CLASS OF THE MACHINES, WHICH ACCORDING TO THE PRINCIPLE OF CLOSING DYNAMIC LOADS ON THE LOOSENING EQUIPMENT // China

### References

1. Geller Yu.A. Dynamic model of a ripper equipped with an energy storage device // Sistemy. Metody. Tehnologii. 2012. Vyp.1 (13). S. 28-32.
2. Panovko Ya.G. Introduction into the mechanical oscillations theory. M.: Nauka, 1971. 240s.
3. Reference-book of a mechanical designer / pod red. V.I. Anur'yeva. 6-e izd., pererab. i dop. M.: Mashinostroeniye, 1982. T.1. 576 s.
4. Geller Yu.A. Patent 2239689 (RF), MKI 7 E 02 F 3/00, G01M 19/00. Test bench to study the operating members of earth-moving machines / Zayavitel' i patentoobladatel' Chit. gos. un.t. № 2002122136/03; Zayav. 13.08.02; Opubl. 10.11.04. Byul. №31. 9 s.: il.
5. Akhnazarova S.A., Kafarov V.V. Experiment optimization in chemistry and chemical technology/ M.: Vyssh. shkola, 1978. 319 s.
6. Balovnev V.I. Modeling of interaction processes between the environment and operating members of road-building machines: uchebn. posob. dlya studentov vuzov. M.: Vyssh. shkola, 1981. 335s.
7. Geller Yu. A. Effective machinery designing through the example of special earth-moving machines operating on the principle of the dynamic loads closure on ripper's equipment and soil: monogr. Chita: ZabGU, 2011. 217s.
8. N.P. Bezruchko, Yu.A. Geller, A.A. Kirichek (SSSR). A.s. 994650 SSSR, MKI3 E 02 F 5/30. Ripper to excavate in frozen and durable soils. № 2892665/29-03; zayavl.07.03.80; opubl.07.02.83, Byul. № 5. 4 s.: il.
9. Yu. A. Geller, A.A. Kirichek, N.P. Bezruchko, G.R. Kruglov (SSSR). A.s. 1016445 SSSR, MKI3 E 02 F 5/30. Ripper. № 3399226/29-03; zayavl.24.02.82; opubl. 07.05.83, Byul. №17. 4 s.: il.
10. Yu.A. Geller (RF). Patent 2222669 (RF), MKI 7 E 02 F 5/30. Vibrating ripper; zayavitel' i patentoobladatel' Chit. gos. un.t. № 2001114130; Zayav. 23.05.01; Opubl. 27.01.04. Byul. № 3. 5 s.: il.
11. Geller Yu.A. Ripper equipped with double-acting spring energy storage device; Polozhitel'noe reshenie na vydachu patenta po zayavke RU 2010146238. Prioritet ot 12.11. 2010.
12. Geller Yu.A. Ripper equipped with double-acting liquid energy storage device; Zayavka na predpolagaemoe izobretenie. RU 2012146238. Prioritet ot 23.04. 2012.
13. Geller U.A. Energy-saving class of the machines, which according to the principle of closing dynamic loads on the loosening equipment // China Science and Technology Review.- 哈爾濱 (哈爾濱)- 2011. - Vol. 10.- P. 29-30.

УДК 630.370.4

## Динамические нагрузки на гусеничные лесопогрузчики при движении через препятствие

В.Ф. Полетайкин<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Сибирский государственный технологический университет, пр. Мира, 82, Красноярск, Россия. E-mail: poletaikin\_vf@mail.ru  
Статья поступила 02.03.2012, принята 05.09.2012

*Рассмотрены внешние динамические нагрузки на корпус базового трактора и рабочее оборудование гусеничных лесопогрузчиков классов грузоподъемности 25, 35, 63 кН. При движении через препятствия одновременно двумя бортами под действием сил инерции масс в переносном движении возникают продольно-угловые колебания и связанные с ними внешние динамические нагрузки в продольно-вертикальной плоскости. При движении через препятствие одним бортом возбуждаются поперечно-угловые колебания и внешние нагрузки в боковом направлении. При анализе указанных нагрузок принималось допущение о движении лесопогрузчика через препятствия косинусоидального профиля. Возникающие при этом внешние нагрузки (входные сигналы) изменяются по этому же закону. При рассмотрении линейных динамических систем, подчиняющихся принципу суперпозиции, принимается положение о том, что нагрузки на выходе системы (выходные сигналы) изменяются во времени по закону изменения входных воздействий (входных сигналов), но отличаются по частоте и сдвинуты по фазе на*