

and their sealing devices: diss. ... kand. tekhn. nauk. L., 1981. 260 s.

2. Kobzov D.Yu., Trofimov A.A. Test technique for hydraulic actuators' tightness: patent №2139510 Ros. Federatsiya. № заявки 97121659 от 22.12.97, заявл.; opubl. 10.10.99. Byul. № 28, 3 s.

3. Dmitriy Yu. Kobzov, Alexei A. Trofimov, D. Lkhanag. Hydraulic cylinder troubleshooting by the air. Mekhaniki XXI veku. Mezhtseleynaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya s mezhdunarodnym uchastiem: Sbornik dokladov. Bratsk: BrGU, 2005. 316 s.

4. Kobzov D.Yu., Eresko S.P., Trofimov A.A., Kulakov A.Yu., Zhmurov V.V. Hydrocylinders for road-making and building machines. Chast' 5. Technical diagnosis. Bratsk, 2011. 119 s. Dep. v VINITI RAN 21.07.2011, № 360-B 2011.

5. Kobzov D.Yu., Usova S.V. Quick diagnosis of the hydrocylinders' bearing capacity// Sovremennye tekhnologii. Sistemyy analiz. Modelirovanie. 2009. №3 (23). S. 174-179.

6. Kobzov D.Yu., Lapshin V.L., Tarasov V.A., Zhmurov V.V. Hydrocylinders for road-making and building machines. Chast' 3. Bearing capacity. Bratsk, 2010. 88 s. Dep. v VINITI 27.01.2011, № 27-B 2011.

7. Kobzov D.Yu., Kobzov A.Yu., Zhmurov V.V. On the economic efficiency calculation to modernize road-building machines hydrocylinders// Sovremennye tekhnologii. Sistemyy analiz. Modelirovaniye. 2008. №3 (19). S. 26-30.

УДК 621.878

## Оценка эффективности виброизоляции землеройных машин при наличии упругой связи

Ю.А. Геллер

Забайкальский государственный университет, ул. Александрo-Заводская 30, Чита, Россия

YanchukNA@yandex.ru

Статья получена 25.11.2012, принята 16.02.2013

*В статье рассматривается вопрос о возможности влияния скоростного режима движения на качество виброизоляции основного объекта технической системы – базовой машины. Проведена оценка эффективности виброизоляции объекта как системы с одной степенью свободы при гармоническом воздействии внешних нагрузок. В качестве критерия количественной оценки эффективности виброизоляции предложен безразмерный коэффициент передачи, устанавливающий взаимосвязь со скоростным режимом движения основного объекта, представленным безразмерным коэффициентом расстройки, и коэффициентом механических потерь. Для установления влияния угла сдвига фаз на перемещение основного объекта и источника вибрации составлена фазовая картина сил, действующих на систему, и определена зависимость угла  $\varphi$  от коэффициента расстройки. Проведенные исследования позволяют сделать вывод о возможности эксплуатации землеройных машин при вибрационной нагруженности в области синфазных и антифазных колебаний основного объекта и источника вибраций. При этом отмечено, что эксплуатация землеройной техники в области антифазных колебаний является предпочтительной, поскольку именно в этой области может быть достигнут максимальный эффект.*

**Ключевые слова:** рыхлительное оборудование, базовая машина, динамические нагрузки, согласование частот, энергоёмкость процесса, скоростной режим, аккумуляция энергии, фазовая картина, коэффициент передачи, коэффициент расстройки, коэффициент механических потерь, антифазные колебания, синфазные колебания, дорезонансная и зарезонансная области.

## Assessment of digging equipment vibration insulation efficiency in the presence of spring linkage

Yu.A. Geller

Transbaikal State University, 30, Alexandro-Zavodskaya str., Chita, Russia

YanchukNA@yandex.ru

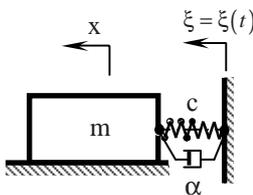
Received 25.11.2012, accepted 16.02.2013

*The article considers the issue of the possibility of influence of a high-speed mode movement on the quality of vibration insulation of the engineering system base object - the base machine. The assessment of the object's vibration insulation effectiveness as a one-degree-of-freedom system under the external loads harmonious action has been carried out. The nondimensional transfer factor establishing the interrelation with the base object's high-speed mode of movement has been proposed as a criterion for the effectiveness quantitative assessment of vibration insulation. This mode of movement is presented by the nondimensional mismatching factor and the mechanical losses factor. To determine the phase-shift angle impact on the base object movement and the vibration source, the phase pattern of the forces acting on the system has been made, and the dependence of angle  $\varphi$  on the mismatching factor has been determined. The conducted researches make it possible to conclude that there is the possibility to operate digging machines under the vibration loading in*

the in-phase and anti-phase oscillations area of the base object and the vibration source. It has also been noted that the digging equipment operation in the anti-phase oscillations area is more preferable as it can provide obtaining the maximum effect.

**Key words:** ripper's equipment, base machine, dynamic loads, frequency match, power consumption, high-speed mode, energy accumulation, phase pattern, transfer factor, mismatching factor, mechanical losses factor, antiphase oscillation, in-phase oscillations, below resonance and above resonance areas

Основным методом защиты землеройных машин от вибрации является виброизоляция. Она эффективна, если частота возбуждающего воздействия превышает как минимум в 1,41 значение собственной частоты системы виброизолируемого объекта [1...5]. Эффективность виброизоляции объекта как системы с одной степенью свободы при гармоническом воздействии количественно можно оценить безразмерным коэффициентом передачи  $\mu$ .



**Рис. 1.** Модель механической системы с одной степенью свободы при кинематическом возбуждении

Предположим, источник колебаний (рис. 1) совершает гармонические колебания по закону

$$\xi = \xi_0 e^{ipt}, \quad (1)$$

где  $\xi_0$  – амплитуда виброперемещения источника колебаний.

Составим уравнение движения системы с учетом сил вязкого трения

$$m\ddot{x} + \alpha(\dot{x} - \dot{\xi}) + c(x - \xi) = 0. \quad (2)$$

Полагая, что с течением времени, в силу наличия сил вязкого сопротивления, свободные колебания затухают, подставим в уравнение (2) частное решение в виде

$$\xi = \xi_0 e^{i(p t + \phi)}, \quad (3)$$

где  $\phi$  – угол сдвига фаз между перемещением источника колебаний и объекта виброизоляции.

После преобразования выражения (2) получим:

$$(-mp^2 + i\alpha p + c)x = (i\alpha p + c)\xi. \quad (4)$$

Используя выражение (4), вычислим передаточную функцию

$$W(p) = \frac{\bar{x}}{\bar{\xi}} = \frac{c + i\alpha p}{(c - mp^2) + i\alpha p}. \quad (5)$$

Амплитуда колебаний объекта защиты равна:

$$X_0 = \xi_0 \frac{\sqrt{c^2 + (\alpha p)^2}}{\sqrt{(c - mp^2)^2 + (\alpha p)^2}} = \xi_0 \frac{\sqrt{1 + K_\Omega^2 \eta^2}}{\sqrt{(1 - K_\Omega^2)^2 + K_\Omega^2 \eta^2}}, \quad (6)$$

где  $K_\Omega$  – коэффициент расстройки, или частотное отношение  $K_\Omega = p/\omega$ ;  $\eta$  – коэффициент механических потерь  $\eta = \alpha\omega/c$ .

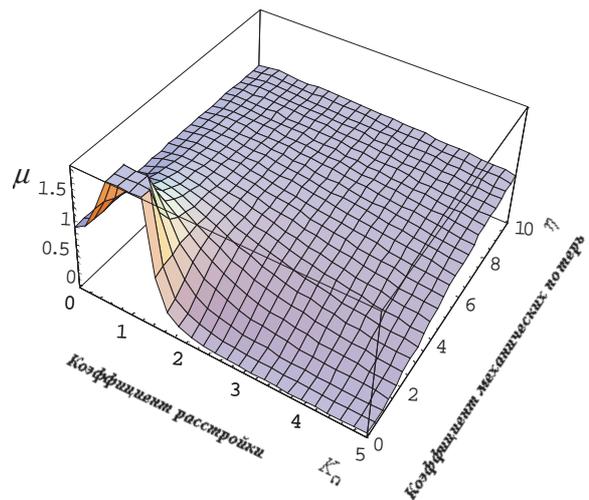
Коэффициент передачи системы, выражающий соотношение между амплитудами объекта виброизоляции и источника вибрации, равен:

$$\mu = \frac{X_0}{\xi_0} = \frac{\sqrt{1 + K_\Omega^2 \eta^2}}{\sqrt{(1 - K_\Omega^2)^2 + K_\Omega^2 \eta^2}}. \quad (7)$$

На рис. 2, 3 представлена функциональная зависимость коэффициента передачи  $\mu$  от коэффициента расстройки  $K_\Omega$  и коэффициента механических потерь  $\eta$ .

Графики (рис. 2, 3) позволяют объяснить основные способы виброзащиты базовой машины. На представленных рисунках можно выделить три области.

В первой области, когда коэффициент расстройки  $K_\Omega < 0,5$  и  $\mu \approx 1$ , исключена возможность резонансных колебаний основного объекта в силу того, что частота собственных колебаний  $\omega$  больше частоты возбуждения  $p$  примерно в два раза. Обеспечение возможности эксплуатации объекта защиты в дорезонансной области частот называется частотной отстройкой [1, 2]. Возможность работы базовой машины в этой области нецелесообразна, поскольку минимизируется скоростной режим движения основного объекта, что приводит к резкому снижению производительности процесса.



**Рис. 2.** Зависимость коэффициента передачи  $\mu$  от коэффициента расстройки и коэффициента механических потерь

Во второй области, когда  $0,5 \leq K_\Omega \leq 1,614$  и  $\mu \gg 1$  недопустима эксплуатация основного объекта, поскольку возникают дискомфортные условия работы

оператора, возрастают отказы работы узлов базовой машины из-за значительного возрастания амплитуды колебания.

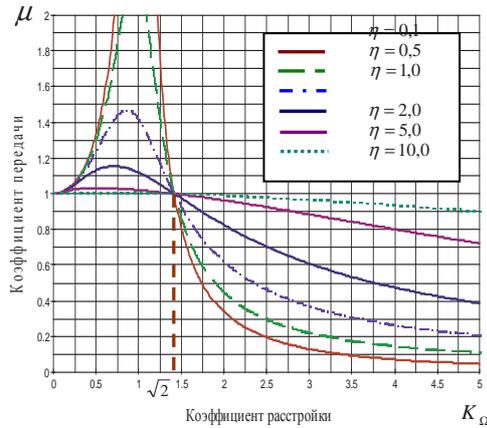


Рис. 3. Зависимость коэффициента передачи от коэффициента расстройки

Демпфирующие условия, возникающие в зоне контакта рабочего органа с грунтовым массивом и элементах конструкции основного объекта, могут существенно снизить амплитуду резонансных колебаний. Однако это не устранил отрицательные явления, возникающие при эксплуатации оборудования. Тем более, в зоне Сибири и Дальнего Востока часто приходится вести разработку мерзлого и прочного грунта, обладающего хрупкими свойствами с меньшим превалированием диссипативных сил.

Наиболее практичной областью эксплуатации объекта виброизоляции является зарезонансная зона, когда  $K_Ω > 1,41$  и  $μ ≤ 1$ . В данном частотном диапазоне возможно управление вибрационным состоянием механической системы с целью достижения оптимальных результатов.

Для получения уравнения, описывающего деформацию связи в процессе колебаний, воспользуемся (1) и (2) и получим:

$$m\ddot{x}_c + \alpha\dot{x}_c + cx_c = mp^2\xi_0 e^{ipt}. \quad (8)$$

Здесь  $x_c = x - \xi$  – упругая деформация связей.

Принимая решение уравнения (8) в виде  $x = X_c e^{ipt}$ , где  $X_c$  – амплитудное значение деформации, получаем:

$$(-mp^2 + i\alpha p + c)x_c = mp^2\xi_0. \quad (9)$$

Вычислим коэффициент передачи для деформации связи

$$\mu_c = \frac{X_c}{\xi_0} = \frac{K_Ω^2}{\sqrt{(1 - K_Ω^2)^2 + K_Ω^2 \eta^2}}. \quad (10)$$

Виброзащита по критерию деформации связи  $\mu_c ≤ 1$  (рис. 4) эффективна во всем частотном диапазоне, если  $\eta ≥ 1$ , а при  $\eta ≤ 1 - 0,614 ≥ K_Ω ≥ 1,614$ . Наименее эффективна виброзащита в области  $0,614 ≤ K_Ω ≤ 1,614$ . Значение эффективности повышается с увеличением

коэффициента механических потерь  $\eta$  при прочих равных условиях.

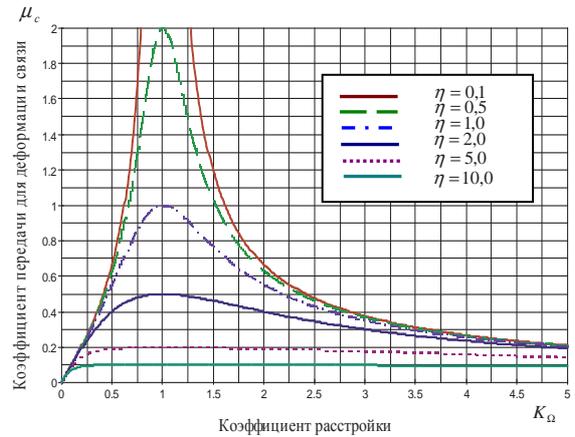


Рис. 4. Зависимость коэффициента передачи деформации связи от коэффициента расстройки

При анализе эффективности виброизоляции представляет интерес фазовая картина направления векторов действующих сил. Для установления влияния угла сдвига фаз на перемещение основного объекта и источника вибрации составим векторную диаграмму сил (рис. 5), действующих на систему.

При составлении фазовой картины предполагалось, что в рассматриваемый момент времени система двигалась влево.

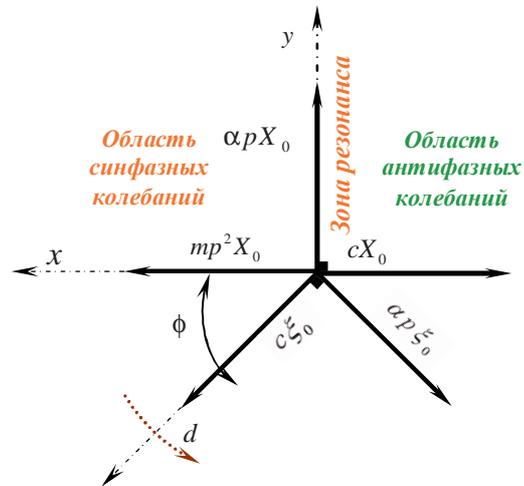


Рис. 5. Фазовая картина действующих сил

В соответствии с уравнением (4) на систему действуют (рис. 5):

- 1) вектор силы инерции  $mp^2 X_0$ . Вектор  $mp^2 X_0$  совпадает с направлением движения объекта виброзащиты;
- 2) вектор силы упругости  $cX_0$ . Направлен в сторону, противоположную силе инерции;
- 3) вектор диссипативной силы  $\alpha p X_0$ . Опережает вектор упругой силы на  $90^\circ$ ;
- 4) реактивная составляющая вектора силы упругости  $c\xi_0$ . Данная сила совпадает с направлением перемещения источника вибрации, опережающего перемещение объекта на угол  $\phi$ ;

5) диссипативная сила источника вибрации  $\alpha p \xi_0$ . Вектор диссипативной силы  $\alpha p \xi_0$  опережает вектор силы упругости  $c \xi_0$  на угол  $90^\circ$ .

Спроектируем действующие силы на оси координат:

$$\sum X = 0: m p^2 X_0 + c \xi_0 \cos \phi - c X_0 - \alpha p \xi_0 \sin \phi = 0;$$

$$\sum Y = 0: \alpha p X_0 - c \xi_0 \sin \phi - \alpha p \xi_0 \cos \phi = 0.$$

После некоторых преобразований получим:

$$\left[ \alpha p \cdot c - \alpha p (c - m p^2) \right] \cos \phi = \left[ c (c - m p^2) + \alpha^2 p^2 \right] \sin \phi, \quad (11)$$

откуда

$$\operatorname{tg} \phi = \frac{c \alpha p - c \cdot \alpha p + \alpha p^3 m}{c (c - m p^2) + \alpha^2 p^2} = \frac{\alpha p^3 m}{c (c - m p^2) + \alpha^2 p^2}. \quad (12)$$

После преобразований в уравнении (12):

$$c (c - m p^2) = \frac{c^2}{c} (c - m p^2) = c^2 \left( 1 - \frac{p^2}{\omega^2} \right) = c^2 (1 + K_\Omega^2);$$

$$\alpha^2 p^2 = \frac{\alpha^2 \omega^2}{c^2} \cdot \frac{p^2}{\omega^2} \cdot c^2 = \eta^2 K_\Omega^2 c^2;$$

$$\alpha p^3 m = \frac{\alpha \cdot \omega}{c} \cdot \frac{p^3}{\omega^3} \cdot \frac{\omega^2 m}{c} \cdot c^2 = \eta K_\Omega^3 c^2$$

получим

$$\phi = \operatorname{arctg} \frac{\alpha p^3 m}{c (c - m p^2) + \alpha^2 p^2} = \frac{\eta K_\Omega^3}{(1 - K_\Omega^2) + \eta^2 K_\Omega^2}. \quad (13)$$

Графическая интерпретация уравнения (13) представлена на рис. 6.

Анализируя графические зависимости (рис. 5, 6), можно отметить, что при  $0 \leq \phi < \frac{\pi}{2}$  (рис. 5) проекция вектора  $c \xi_0$  на ось абсцисс совпадает с направлением вектора силы инерции  $m p^2 X_0$ . Это определяет сонаправленное движение основного объекта и источника колебаний. Синфазное движение объекта и источника возможно в дорезонансной области, т. е. когда  $K_\Omega < 1$ .

Увеличение амплитуды колебаний в случае приближения коэффициента расстройки колебаний к резонансной зоне определяется коэффициентом механических потерь  $\eta$ . Чем меньше  $\eta$ , тем медленнее происходит увеличение сдвига фазы колебаний.

При увеличении частоты возбуждающих колебаний происходит переход системы в зону резонансных частот. Появление резонансных колебаний объясняется нарушением равновесия векторов диссипативных сил  $\alpha p X_0$  и  $\alpha p \xi_0$  в проекции на ось Y. В резонансной зоне допускается двукратное (3dB) превышение амплитуды колебаний основного объекта по отношению к амплитуде колебаний источника вибраций [6]. Фазы колебаний в зоне резонанса для объекта и источника сдвинуты на  $90^\circ$ .

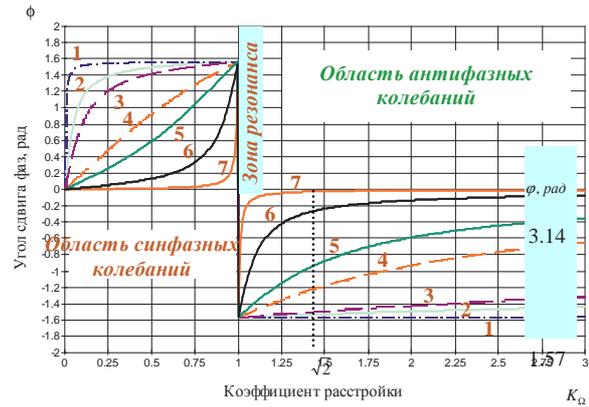


Рис. 6. Зависимость фазового сдвига от коэффициента расстройки: 1 –  $\eta = 100$ ; 2 –  $\eta = 10$ ; 3 –  $\eta = 5$ ; 4 –  $\eta = 1$ ; 6 –  $\eta = 0,1$ ; 7 –  $0,01$

На частотах выше резонансной частоты системы происходит значительное снижение амплитуды колебаний объекта (векторы сил  $\alpha p X_0$  и  $\alpha p \xi_0$  сонаправлены). При этом колебания объекта и источника вибраций происходят в противофазе (векторы  $m p^2 X_0$  и  $c \xi_0$  направлены в противоположные стороны).

Из проведенных исследований, можно сделать вывод о возможности эксплуатации землеройных машин при вибрационной нагруженности в области синфазных и антифазных колебаний основного объекта и источника вибраций. Однако область антифазных колебаний является предпочтительней при эксплуатации землеройной техники, поскольку в этой области, может быть достигнут максимальный эффект, определяемый ведением земляных работ с минимальными энергозатратами и высокой производительностью при условии вибрационной защиты базовой машины и оператора.

### Литература

1. Вибрации в технике: справочник в 6 т. Т. 6. Защита от вибраций и ударов / под ред. К.В. Фролова. М.: Машиностроение, 1981. 456 с.
2. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П. Мехатронные подходы в динамике упругих колебательных систем. Новосибирск: Наука. 2010. 436 с.
3. Геллер Ю.А., Баландин О.А. Влияние упруго-инерционных свойств землеройных машин на динамическое гашение колебаний // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2012. № 2 (34). С. 64-71.
4. 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.
5. Геллер Ю.А. Активные средства виброзащиты землеройных машин на примере рыхлителя с аккумулятором энергии // Вибрации в технике и технологиях: всеукр. научно-техн. журн. 2012. Вып. 2 (66). С.105-111.
6. ГОСТ 12.1.012-90. Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования. М.: Стандартиформ., 2008. 20 с.

### References

1. Vibration in engineering. Spravochnik v 6 t. T. 6. Zashchita ot vibratsiy i udarov / pod red. K. V. Frolova. M.: Mashinostroeniye, 1981. 456 s.

2. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P. Mechatronic approaches to the elastic vibratory systems dynamics. Novosibirsk: Nauka. 2010. 436 s.

3. Geller Yu. A., Balandin O.A. Effect of elastic centrifugal properties of earth-moving machines on the dynamic antihunting // *Sovremennye tehnologii. Sistemy analiz. Modelirovaniye*. 2012. Vyp. 2 (34). S. 64-71.

4. Geller Yu. A. Energy-efficient machine class operating on the principle of dynamic loads closure on ripper's equipment // *Resursovoiproiz-*

*vodyashchiye, malootkhodnye i prirodookhrannye tekhnologii osvoiniya* nedr: sb. st. IX Mezhdunar. konf. M.: Kotonu [Benin], 2010. S. 257-259.

5. Geller Yu. A. Active means of the earth-moving machines vibration protection by the example of a ripper equipped with an energy storage device // *Vibratsii v tekhnike i tekhnologiyakh. Vseukrainsky nauchno-tekhnichesky zhurnal*. Ukraina. 2012. Vyp. 2 (66). S.105-111.

6. GOST (The State Standard) 12.1.012-90. The system of standard documents for work safety. Vibration safety. General requirements. M.: Standartinform. 2008, 20 s.

УДК 631.173.4.004.5

## Пути и способы обеспечения гарантированной безопасности эксплуатации грузоподъемных машин

С.П. Озорнин<sup>a</sup>, А.В. Якимов<sup>b</sup>

Забайкальский государственный университет, ул. Александрo-Заводская 30, Чита, Россия

<sup>a</sup>sozornin54@mail.ru, <sup>b</sup>artuomsci@gmail.com.

Статья получена 2.12.2012, принята 12.02.2013

*Рассмотрена проблема обеспечения безопасности применения грузоподъемных машин (ГПМ) в связи с изменившимися требованиями к отслеживанию процессов их нагружения и условиям эксплуатации в части проведения технического обслуживания и ремонта. Показана эволюция расчетных методов оценки остаточного ресурса ГПМ и установления критериев оценки технического состояния металлических конструкций. Исследования, проводимые с целью создания методик оценки величины остаточного ресурса металлических конструкций кранов, выявили необходимость организации непрерывного контроля (мониторинга) изменений технического состояния ГПМ в рамках технического сервиса. Это требует повышения качественного уровня сервисных услуг владельцам грузоподъемных машин, что может быть реализовано посредством использования новых концепций, программ, методов и средств, в том числе с применением современных инструментов и систем, с учетом эффективного использования имеющихся ресурсов. Поэтому в основу современных систем управления производственными и технологическими процессами в сфере технического сервиса грузоподъемных машин предлагается закладывать систему управления рисками.*

**Ключевые слова:** остаточный ресурс, металлическая конструкция, процесс изменения технического состояния, нейросетевая модель, пакеты сервисных услуг, система управления рисками, программа технического сервиса.

## Means and ways to provide assured safety of lifting equipment operation

S.P. Ozornin<sup>a</sup>, A.V. Yakimov<sup>b</sup>

Transbaikal State University, 30, Alexandro-Zavodskaya str., Chita, Russia

<sup>a</sup>sozornin54@mail.ru, <sup>b</sup>artuomsci@gmail.com.

Received 2.12.2012, accepted 12.02.2013

*Due to the changes in the requirements to the processes of lifting equipment loading and the operating conditions concerning monitoring their maintenance and repair, the problem of providing lifting equipment operation safety has been reviewed. The evolution of computational methods to assess the lifting equipment residual life and establish the criteria to assess metal structures operating condition have been analyzed. The research conducted to develop the procedures to assess the residual life of cranes metal structures has revealed the necessity for organizing continuous monitoring of the changes in the lifting equipment operating condition within the framework of maintenance service. Therefore, a higher qualitative level of the lifting equipment maintenance is required and it is achieved by means of new concepts, programs, methods and means including the application of modern tools and systems and taking into consideration the available resources effective use. That is why it is proposed to introduce the risks management system into modern industrial and technological management processes systems in the sphere of lifting equipment maintenance.*

**Key words:** residual life, metal structure, process of operating condition change, connectionist model, service pack, risk management system, maintenance service program.