

УДК 368.41  
DOI: 10.12737/18300

Е.Н. Христофоров, Н.Е. Сакович, А.А. Кузнецов, Ю.В. Беззуб

## **ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ НЕСАНКЦИОНИРОВАННОГО ОПУСКАНИЯ (ПАДЕНИЯ) ГРУЗОВЫХ ПЛАТФОРМ И РАБОЧИХ ОРГАНОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН**

Представлено техническое устройство, разработанное авторами для предотвращения несанкционированного опускания (падения) рабочих органов и грузовых платформ строительных машин.

**Ключевые слова:** гидропривод, гидроцилиндр, строительные машины, запорно-регулирующее устройство, предохранительный упор, гидравлическое опрокидывающее устройство.

E.N. Khristoforov, N.E. Sakovich, A.A. Kuznetsov, Yu.V. Bezzub

## **PREVENTION OF UNAUTHORIZED DROPPING (DROP) DRAYS AND LABOUR BODY OF CONSTRUCTION MACHINERY**

A technical device developed by authors for prevention of unauthorized dropping (drop) of labour bodies and drays of building machinery is presented.

**Key words:** hydraulic actuator, hydro-cylinder, building machinery, locking and regulating device, safety buffer stop, hydraulic inverter.

Сегодня российский строительный комплекс активно включился в восстановление основных фондов предприятий, строительство и эксплуатацию дорог. Несмотря на кризисные явления, спрос на строительство в стране растет. Однако реализация планов в строительной отрасли возможна лишь при применении в технологических процессах строительства современной высокопроизводительной, надежной и безопасной техники, основу которой составляют машины с гидроприводом. Гидропривод уже сейчас обеспечивает механизацию и автоматизацию всех основных и вспомогательных операций. Применение гидропривода имеет ряд преимуществ: малые массы и габариты, возможность плавного регулирования скорости подъема (опускания) платформы, кузова, рабочих органов, снижение тяжести труда и обеспечение безопасности операторов.

Однако анализ эксплуатации строительных машин показал, что рост их числа имеет и негативную сторону: повышается опасность увеличения числа несчастных случаев, связанных с рядом конструктивных недостатков гидропривода. Проблема безопасности строительных машин с гидроприводом заключается в несанкционированном опускании (падении) платформ,

элементов рабочего оборудования из-за нарушения герметичности подвижных соединений.

Повышение безопасности строительных машин – задача сложная, требующая комплексного решения как на этапе проектирования, так и в процессе эксплуатации [1; 2].

Анализ травматизма в строительной отрасли Брянской области показал, что за период 2006 – 2015 гг. пострадало 28 операторов машин, в том числе из-за падения стрелы автокрана - 3 человека, в результате придавливания платформой автомобиля-самосвала - 4 человека, от придавливания кузовом самосвального прицепа - 2 человека, при этом 5 человек получили смертельные травмы [3].

В нашей стране и за рубежом для торможения рабочего цилиндра, опускающего груз, разработаны и используются дроссельные устройства в виде калиброванных отверстий и замедлительных клапанов. Дополнительно самосвальные платформы оборудуются предохранительными стойками. Данные стойки предназначены для обеспечения безопасности работающих под грузовой платформой при проведении технического обслуживания и

ремонта строительных машин. Однако, как показывают практика и анализ травматизма, обслуживающий персонал редко пользуется предохранительной стойкой при работе под поднятой платформой. Отмечены также случаи, когда при случайном обрыве шланга при устранении отказов в гидравлической системе (например течи гидравлической жидкости) происходит несанкционированное опускание (падение) платформы. Оператор, находящийся под ней, не успевает покинуть опасную зону и травмируется (в большинстве случаев с летальным исходом).

Рассмотрим время опускания платформы и параметры, от которых оно зависит.

$$t = \frac{V}{Q},$$

где  $t$  – время опускания платформы, с;  $V$  – объем полости гидравлического цилиндра, заполняемой маслом,  $\text{м}^3$ ;  $Q$  – расход жидкости через калиброванное отверстие в штуцере,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Согласно теоретическим расчетам, расход жидкости

$$Q = \frac{l\pi R}{\eta 8l} \Delta p,$$

где  $\eta$  – вязкость масла,  $\text{кг}/\text{м}\cdot\text{с}$ ;  $R$  – радиус калиброванного (дрессельного) отверстия,  $\text{м}$ ;  $l$  – длина калиброванного (дрессельного) отверстия,  $\text{м}$  (в нашем случае из-за малой величины можно пренебречь);  $\Delta p$  – перепад давления в калиброванном отверстии,  $\text{кг}/\text{м}^2$ .

В предварительных расчетах можно пользоваться равенством

$$p = p_1 = \frac{(1,1 \dots 1,5)P}{0,785D^2},$$

где  $P$  – внешнее усилие на штоке цилиндра,  $\text{кг}$ ;  $D$  – диаметр поршня,  $\text{м}$ .

При случайном обрыве шланга давление за калиброванным отверстием будет равно нулю ( $p_2 = 0$ ), тогда

$$\Delta p = p_1 - p_2 = p_1.$$

Исследования показывают, что применяемые замедлительные клапаны и калиброванные отверстия не обеспечивают постоянное время опускания самосвальных платформ (рабочих органов) при различной внешней нагрузке. Так, при максимальной нагрузке и случайном обрыве

шланга, согласно приведенным формулам, время опускания платформы составляет около 6 секунд, а при минимальной – 20 секунд. Это приводит к повреждению подъемных средств и, как уже отмечалось, к смертельному травмированию людей (по разным причинам), оказавшихся в зоне движения платформы (рабочего органа).

Для того чтобы увеличить время опускания самосвальной платформы (рабочего органа), надо уменьшить площадь калиброванного отверстия в штуцере гидrocилиндра или шайбе замедлительного клапана. Однако уменьшение сечения отверстия приводит к негативным последствиям: увеличивается время подъема платформы, что экономически невыгодно; большая часть мощности машины расходуется на нагрев масла при перепуске через калиброванное отверстие, что крайне нежелательно.

Как отмечалось ранее, задача обеспечения безопасности операторов при падении грузовой платформы сводится к определению оптимального безопасного времени опускания (падения) платформы при разрыве шланга, т. е. времени, за которое люди, находящиеся под платформой, смогут покинуть опасную зону. Требуемое условие может обеспечить автоматический регулятор расхода жидкости с дроссельными каналами. Параметры дроссельных каналов регулятора должны выбираться из следующих соображений. Под воздействием перепада давления  $\Delta p$  клапан, преодолевая сопротивление пружины, по своему каналу перемещается на величину  $\Delta l$  от первоначального положения. Участки дроссельных каналов, находящиеся на расстоянии  $\Delta l$  от начала, в паре с клапаном образуют дроссельный элемент, причем площадь дросселирования определяется суммой минимальных сечений каналов на данном участке.

Зависимость площади сечения дроссельных каналов от  $\Delta l$  (расстояние от начального положения клапана) находится путем решения системы уравнений

$$\Delta p = \frac{T}{S}; \quad (1)$$

$$Q = \frac{1}{h} \frac{\pi R^4}{8L} \Delta p; \quad (2)$$

$$\Delta p = (\Delta l + l_1) \frac{C}{S'_{пл}}, \quad (3)$$

где  $\Delta p$  – перепад давлений на входе и выходе устройства, Н/м<sup>2</sup> (так как давление на выходе много меньше давления на входе, то принимается, что  $\Delta p = p_{BX}$ );  $S$  – площадь поршня гидравлического цилиндра, м<sup>2</sup>;  $T$  – рабочая нагрузка на цилиндр, Н;  $Q$  – объемный расход масла через устройство, м<sup>3</sup>/с;  $S'_{пл}$  – площадь плунжера

$$\frac{1}{S} T_{\max} = (\Delta l + l_1) \frac{C}{S'_{пл}};$$

$$\frac{1}{S} T_{\max} = l_1 \frac{C}{S'_{пл}};$$

$$\frac{C}{S'_{пл}} = \frac{T_{\max}}{S(\Delta l + l_1)} = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{S \Delta l_{\max}};$$

$$l_1 = \frac{T_{\min}}{T_{\max} - T_{\min}} \Delta l_{\max};$$

$$\Delta p = p_{BX} = (\Delta l + \Delta l_{\max} \frac{T_{\min}}{T_{\max} - T_{\min}}) \frac{T_{\max} - T_{\min}}{S \Delta l_{\max}} = \Delta l \frac{T_{\max} - T_{\min}}{S \Delta l} + \frac{T_{\min}}{S}$$

$$R = \sqrt{\frac{8QL\eta}{\pi \Delta p}} = \sqrt{\frac{8QL\eta}{\pi(\Delta l \frac{T_{\max} - T_{\min}}{S \Delta l} + \frac{T_{\min}}{S})}}. \quad (4)$$

Рассчитаем параметры автоматического регулятора для гидравлической системы подъема кузова самосвального прицепа 2ПТС–6. Введем следующие обозначения:

$T_{\max} = 5\tau = 5 \cdot 10^4$  Н – масса подвижной части грузовой платформы и груза;

$T_{\min} = 1\tau = 10^4$  Н – масса подвижной части грузовой платформы без груза;

$$Q = \frac{XS}{t} = \frac{0,93 \times 113 \cdot 10^{-4}}{30} = 3,5 \cdot 10^{-4} \text{ , м}^3/\text{с}$$

Принимаем  $\Delta l = 0,01$  м = 10 мм,  $L = 5 \cdot 10^{-3}$  м = 5 мм.

устройства, м<sup>2</sup>;  $l_1$  – начальное сжатие пружины;  $C$  – коэффициент жесткости, Н/м;  $R$  – радиус дроссельного канала, м;  $L$  – длина дроссельного канала (принята равной длине клапана), м;  $\eta$  – коэффициент вязкости гидравлической жидкости (выбирается равным  $11,3 \cdot 10^2$  кг/м·с).

Обозначив максимальную и минимальную нагрузку на цилиндр  $T_{\max}$  и  $T_{\min}$  соответственно, найдем коэффициент жесткости пружины  $C$  и зависимость  $R$  от  $\Delta l$ :

$S = 113 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup> – площадь поршня гидравлического цилиндра.

Объемный расход масла  $Q$  найдем из тех соображений, что в среднем приемлемое с позиций безопасности время опускания самосвальной платформы  $t = 30$  с, рабочий ход гидравлического цилиндра  $X = 0,93$  м.

Подставляя полученные данные в формулу (4), связывающую  $R$  с  $\Delta l$ , получаем

$$R = \sqrt{\frac{8 \times 3,5 \cdot 10^{-4} \times 5 \cdot 10^{-3} \times 11,3 \cdot 10^2}{3,14 \left( \frac{(5-1)10^4}{113 \cdot 10^{-4} 10^{-2}} + \frac{10^4}{113 \cdot 10^{-4}} \right) \Delta l}} = \frac{2,75 \cdot 10^{-2}}{\sqrt[4]{399 \Delta l + 1}}$$

Находим, что при  $\Delta l_{min} = 0$  мм  
 $R_{max} = 2,75$  мм, а при  $\Delta l_{max} = 10$  мм  $R_{min} = 1,9$   
 мм.

Площадь дроссельного пакета  $S'_{ПД}$   
 выбираем из условия

$$S'_{ПД} > (8...10) \pi R_{max}^2 = (8...10) 23,7 = (189,6...237,0) \text{ мм}^2;$$

$$R_{ПД} = (4,38...4,9) \text{ мм}.$$

Принимаем радиус клапана равным 5 мм.

Жесткость пружины

$$C = S'_{ПД} \frac{T_{max} - T_{min}}{S \Delta l_{max}} = 0,785 \frac{4000}{1 \cdot 113} = 27,78;$$

$$l_1 = \frac{T_{min}}{T_{max} - T_{min}} \Delta l_{max} = 0,25$$

При выполнении дроссельных каналов в соответствии с выражениями (1 - 3) при условии  $Q = f(\Delta p) = const = 350 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/с обеспечивается постоянное, не зависящее от нагрузки на рабочий цилиндр время опускания платформы, которое сохраняется и при разрыве шланга высокого давления гидравлической системы. Харак-

теристика регулирования расхода жидкости определяется изменением сечения дроссельных каналов по их длине и в каждом конкретном случае выбирается исходя из условий поставленной задачи.

На рис. 1 показана зависимость радиуса дроссельного канала от длины этого канала.

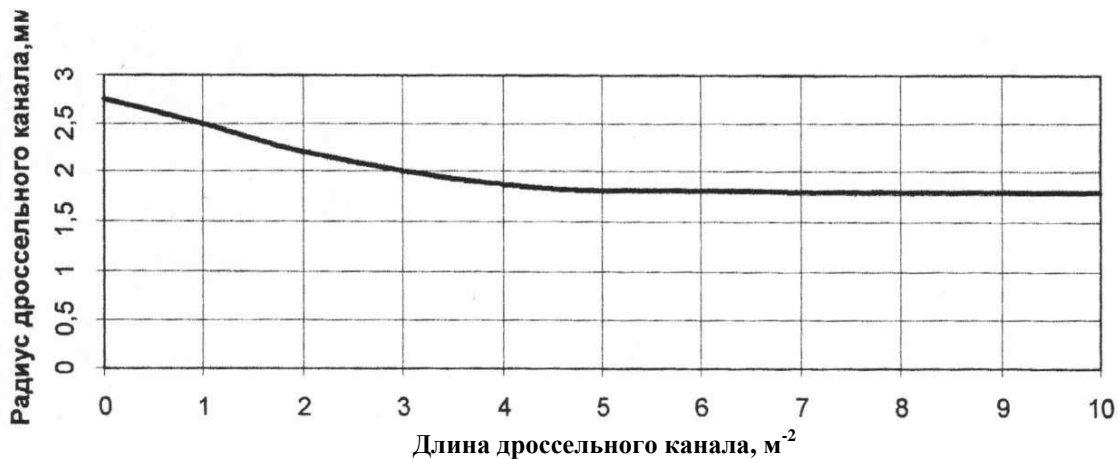


Рис. 1. Зависимость радиуса дроссельного канала от его длины

На основании проведенных расчетов авторами разработано запорно-регулирующее устройство (рис. 2).

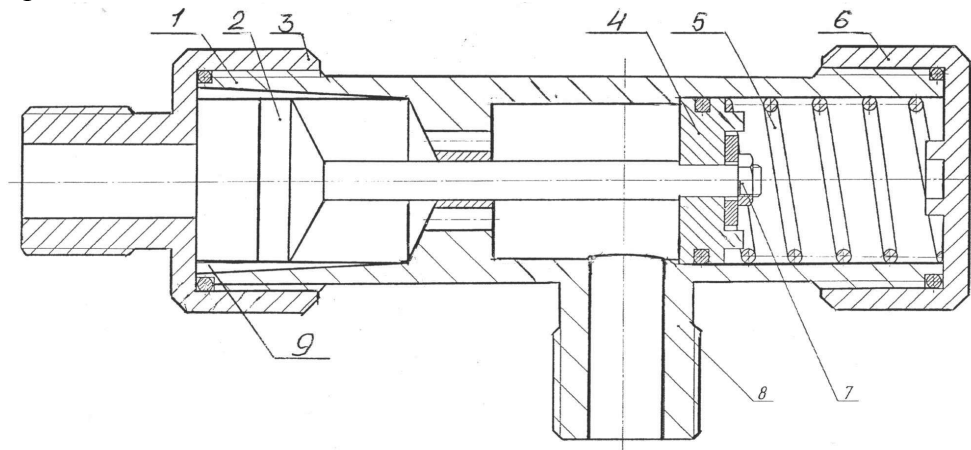


Рис. 2. Запорно-регулирующее устройство: 1- корпус; 2 – клапан; 3 – крышка со штуцером; 4 – втулка; 5 – пружина; 6 – крышка; 7 – гайка с шайбой; 8 – штуцер; 9 – дроссельные каналы

Устройство работает следующим образом. При подъеме платформы с грузом с помощью гидроцилиндра клапан 2 под воздействием пружины 5 находится в крайнем левом положении, благодаря чему рабочая жидкость истекает через максимальное сечение дроссельных каналов 9. Этим обеспечивается требуемая скорость подъема груза. При опускании платформы без груза повышенное давление создается на выходе из штуцера 8. Под воздействием повышенного давления поршень 2, преодолевая сопротивление пружины 5, перемещается вправо. Так как на стенках корпуса 1 имеются дроссельные каналы 9, то при перемещении клапана уменьшается площадь дроссельных отверстий. Изменение каналов по длине выбрано таким образом, что обеспечивается постоянство скорости опускания платформы при различной нагрузке (в пределах расчетной грузо-

подъемности). При обрыве шланга давление на выходе из штуцера 8 падает до нуля, клапан, сжимая пружину, сдвигается вправо. При этом клапан 2 садится в седло клапана корпуса 1, перекрывая проход рабочей жидкости и фиксируя платформу в приподнятом положении [4-6].

Характеристики разработанного запорно-регулирующего устройства исследовались на прицепе 2ПТС-6. В качестве базовых (сравнительных) образцов одновременно исследовались замедлительный клапан и штуцер с калиброванным отверстием, применяемые в настоящее время на самосвальных платформах. Результаты сравнительных исследований запорно-регулирующего устройства, замедлительного клапана, калиброванного отверстия приведены на рис. 3. Исследования проводились при весе груза 1000 кг.

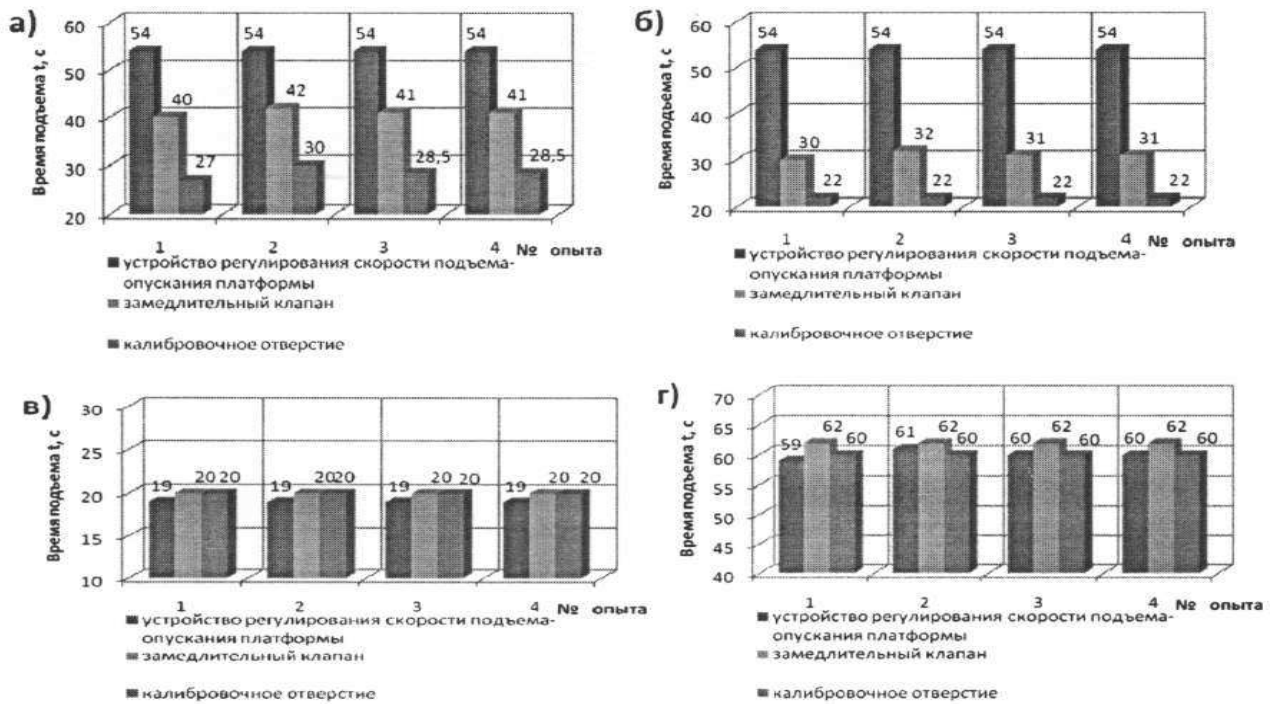


Рис. 3. Результаты испытания запорно-регулирующего устройства:  
 а,б – опускание–подъем платформы без груза; в,г – опускание–подъем платформы с грузом весом 1000 кг

Как видно из рис. 3, установка разработанного устройства позволила обеспечить, в отличие от сравниваемых устройств, постоянное время опускания платформы. Расхождение скорректирован-

ного ( $t_p = 56,36$  с) и фактического ( $t_f = 54,2$  с) времени опускания платформы не превышало 4,19%.

Условия проведения эксперимента:  $t_B = -10$  °С;  $h = 1325$  мм; гидравлическое мас-

ло; диаметр отверстия в замедлительном клапане  $d_{зк} = 3\text{мм}$ ; диаметр колющего отверстия  $d_{отв} = 5\text{мм}$ ; подъем при ми-

нимальной подаче топлива. Схема подключения запорно-регулирующего устройства показана на рис. 4.

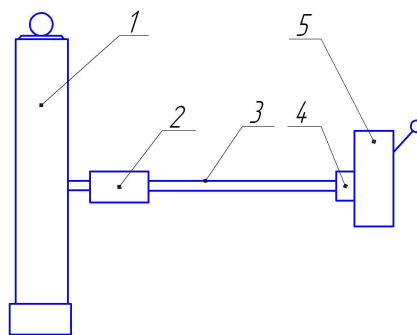


Рис. 4. Схема подключения запорно-регулирующего устройства: 1 – рабочий цилиндр; 2 – запорно-регулирующее устройство; 3 – шланг гидросистемы; 4 – автоматический регулятор; 5 – насос-распределитель

Результаты эксперимента подтвердили принципиальную возможность обеспечения при обрыве шланга постоянной скорости опускания (падения) грузовых платформ (рабочих органов) строительных машин.

Внедрение разработанного запорно-регулирующего устройства для предот-

вращения несанкционированного опускания (падения) платформ и рабочих органов строительных машин позволит повысить безопасность строительных машин, снизить вероятность травмирования операторов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Христофоров, Е.Н. Системный анализ и моделирование проблем обеспечения безопасности транспортно-технологических процессов в АПК: монография/Е.Н. Христофоров, Н.Е. Сакович, А.А. Кузнецов, Ю.В. Беззуб [и др.]; под общ. ред. Е.Н. Христофорова. – Брянск: Изд-во БГАУ, 2015. – 509 с.
2. Христофоров, Е.Н. Теория и практика повышения безопасности операторов строительных машин: монография/Е.Н. Христофоров, Н.Е. Сакович, А.М. Случевский, Ю.В. Беззуб. – Брянск: Изд-во БГСХА, 2014. – 204 с.
3. Христофоров, Е.Н. Анализ состояния охраны труда в строительной отрасли Брянского региона / Е.Н. Христофоров, А.М. Случевский, Н.Е. Сакович, Ю.В. Беззуб//Безопасность жизнедеятельности. – 2014. – № 4. – С. 42 – 45.
4. Христофоров, Е.Н. Повышение надежности гидроприводов машин на строительстве объектов АПК / Е.Н. Христофоров, А.М. Случевский, Н.Е. Сакович // Сельский механизатор. – 2013. – №12. – С.46 – 48 .
5. Христофоров, Е.Н. Повышение надежности и безопасности транспортных и грузоподъемных машин / Е.Н. Христофоров, А.М. Случевский, Н.Е. Сакович, Ю.В. Беззуб //Вестник Брянского государственного технического университета. – 2014. – №1. – С. 51 – 58.
6. Христофоров, Е.Н. Повышение надежности гидроприводов дорожно-транспортных и грузоподъемных машин / Е.Н. Христофоров, А.М. Случевский, Н.Е. Сакович //Мир транспорта и технологических машин. – 2014. – №1. – С. 62 – 68.
1. Khristoforov, E.N. System Analysis and Simulation of Problems Ensuring Safety in Transport-Technological Processes in APC: Monograph/E.N. Khristoforov, N.E. Sakovich, A.A. Kuznetsov, Yu.V. Bezzub [et al.]; under the general editorship E.N. Khristoforov. – Bryansk: Publishing House of BSAU, 2015. – pp. 509.
2. Khristoforov, E.N. Theory and Practice in Safety Increase for Building Machinery operators: Monograph/E.N. Khristoforov, N.E. Sakovich, A.M. Sluchevsky, Yu.V. Bezzub. – Bryansk: Publishing House BSAA, 2014. – pp. 204.
3. Khristoforov, E.N. Analysis of state in protection of labour in construction engineering of Bryansk region / E.N. Khristoforov, A.M. Sluchevsky, N.E. Sakovich, Yu.V Bezzub//Safety in Vital Functions. – 2014. – № 4. – pp. 42 – 45.
4. Khristoforov, E.N. Reliability increase in hydraulic actuators of machinery in building construction of APC objects / E.N. Khristoforov, A.M. Sluchevsky,

- N.E. Sakovich // Agricultural Machine-Operator. – 2013. – №12. – pp.46 – 48.
5. Khristoforov, E.N. Increase of safety and reliability of transport and hoisting gears / E.N. Khristoforov, A.M. Sluchevsky, N.E. Sakovich, Yu.V. Bezzub //Bulletin of Bryansk State technical University. – 2014. – №1. – pp. 51 – 58.
6. Khristoforov, E.N. Reliability increase in hydraulic actuators of transportation engineering and hoisting gears / E.N. Khristoforov, A.M. Sluchevsky, N.E. Sakovich //World of Transport and Processing Machinery. – 2014. – №1. – pp. 62 – 68.

*Статья поступила в редколлегию 27.10.2015.*

*Рецензент: к.э.н., доцент БГСХА*

*Гринь А.М.*

#### **Сведения об авторах:**

**Христофоров Евгений Николаевич**, д.т.н., профессор кафедры «Безопасность жизнедеятельности и инженерная экология» БГСХА, тел.: 8-905-175-48-73.

**Сакович Наталия Евгениевна**, д.т.н., профессор кафедры «Математика, физика и информатика» БГСХА, тел.: 8-906-502-55-22.

**Khristoforov Evgeny Nikolayevich**, D.Eng., Prof. Of the Dep. “Vital Functions Safety and Engineering Ecology” BSAA, Phone: 8-905-175-48-73.

**Sakovich Natalia Evgenievna**, D.Eng., Prof. Of the Dep. “Mathematics, Physics and Informatics” BSAA, Phone: 8-906-502-55-22.

**Кузнецов Александр Александрович**, аспирант БГСХА, тел.: 8-905-175-48-73.

**Беззуб Юрий Васильевич**, аспирант кафедры «Безопасность жизнедеятельности и инженерная экология» БГСХА, тел.: 8-905-175-48-73.

**Kuznetsov Alexander Alexandrovich**, Post graduate student of BSAA, Phone: 8-905-175-48-73.

**Bezzub Yury Vasilievich**, Post graduate student of the Dep. “Vital Functions Safety and Engineering Ecology” BSAA, Phone: 8-905-175-48-73.

