

УДК 630*377.4

В. С. Исаченков, В. А. Симанович

Белорусский государственный технологический университет

**ВЫБОР ТИПА ПРИЦЕПНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
КОЛЕСНЫХ ТРЕЛЕВОЧНЫХ МАШИН**

Повышение тягово-динамических качеств колесных трелевочных машин при лесосечных работах на участках с низкой несущей способностью почвогрунтов может быть достигнуто совершенствованием двигателя, трансмиссии, ходовой части или технологического оборудования. За счет таких изменений можно добиться перераспределения нагрузок на несущую систему в процессе движения, тем самым снизить динамическую нагруженность машин, увеличив ее долговечность. Одним из основных, на наш взгляд, путей дальнейшего развития конструкции колесных трелевочных машин является совершенствование технологического оборудования. Правильный выбор технологического оборудования обусловлен условиями лесозаготовок.

В статье представлены разработанные математические модели движения колесной трелевочной машины с различным типом прицепного технологического оборудования. Проведена оценка динамической нагруженности колесной трелевочной машины. Принципиально обоснован выбор канатно-чokerного прицепного технологического оборудования для колесной трелевочной машины при работе на грунтах с низкой несущей способностью.

Установлено, что введение в конструкцию прицепного канатно-чokerного технологического оборудования для колесной трелевочной машины дополнительной опоры в виде балансирующей тележки, по сравнению с другими типами технологического оборудования, позволяет минимизировать динамическую нагруженность и энергетические затраты в процессе трелевки, особенно при лесосечных работах на грунтах с низкой несущей способностью.

В статье представлены математические модели движения колесной трелевочной машины при различном типе прицепного технологического оборудования. Проведена оценка динамической нагруженности колесной трелевочной машины. Обоснованы конструктивные изменения в серийно выпускаемом технологическом оборудовании.

Ключевые слова: математическая модель, движение, колесная трелевочная машина, технологическое оборудование, динамическая нагруженность.

V. S. Isachenkov, V. A. Simanovich

Belarusian State Technological University

**THE TYPE CHOICE OF TRAILER TECHNOLOGICAL EQUIPMENT
OF SKIDDERS**

Increase of traction and dynamic qualities of wheeled skidders at logging activities in areas with low bearing capacity of soils can be achieved by improvement of engine, transmission, chassis, or technological equipment. Due to these changes, it is possible to achieve the redistribution of loads on the bearing system in motion, thus reducing the dynamic machines loading, increasing its durability. One of the main ways of further development of the wheeled skidder structure is the improvement of technological equipment. The correct choice of equipment is due to harvesting conditions.

The paper presents the developed mathematical models of the motion of the wheel skidding machines with different types of trailer manufacturing equipment. The estimation of dynamic loading of wheeled skidders is done. Fundamentally justified the choice of rope choker hitch-technological equipment for wheeled skidders at work on soils with low bearing capacity.

It was found that the introduction of choker hitch rope-processing equipment in the structure for wheeled skidders of additional support in the form of equalizer carts, compared with other types of technological equipment, allows to minimize dynamic loading and energy costs in the process of logging, especially when logging activities on the ground with low bearing capacity.

The paper presents the mathematical models of motion of the wheel skidding machine at various types of technological equipment trailer. The estimation of dynamic loading of wheeled skidders is done. Design changes in a commercially available technological equipment are justified.

Key words: mathematical model, motion, skidder, technological equipment, dynamic loading.

Введение. Повышение тягово-динамических качеств колесных трелевочных машин (КТМ) при работе на грунтах с низкой несущей способностью может быть достигнуто совершенствованием ходовой части и правильным выбором типа технологического оборудования, за счет чего можно добиться перераспределения нагрузок на несущую систему в процессе

выбором типа технологического оборудования, за счет чего можно добиться перераспределения нагрузок на несущую систему в процессе

движения, тем самым снизить динамическую нагруженность КТМ.

В настоящее время одной из главных тенденций в развитии расчетных исследований является разработка математических моделей движения специальных транспортных средств на основе методов системного подхода и синтеза, которое широко применяется для лесозаготовительной техники различного назначения [1].

Взаимодействие КТМ с пачкой хлыстов осуществляется посредством технологического оборудования и является сложным динамическим процессом [2].

В работах [3, 4] было теоретически обосновано и экспериментально подтверждено, что при трелевке пачки хлыстов на грунтах с низкой несущей способностью наиболее рациональным, с точки зрения минимальной динамической нагруженности узлов и агрегатов, является применение КТМ с прицепным технологическим оборудованием (ПТО). Дальнейшие теоретические исследования поставили вопрос о необходимости выбора типа трелевочного оборудования, размещаемого на ПТО, в качестве оси которого выбрана балансирная тележка.

В представленной работе рассматриваются динамические системы, в которых технологическим оборудованием в первом варианте выбран гидрозажимной коник (ПК), обозначается в дальнейшем БПКН; во втором варианте – пачковый челюстной захват с гидроприводом (КЗ), размещенный на специальной арке (ПА), обозначается как БПКЗ. Оба варианта сравниваются с канатно-чокерным прицепным технологическим оборудованием (БПКЧ), математический аппарат для которого представлен в работе [4].

Основная часть. Принципы построения расчетных схем и допущения при составлении математических моделей движения КТМ, оснащенной различными по компоновочному решению типам ПТО, аналогичны математическому аппарату, представленному в работе [4]. Эти принципы предполагают нахождение независимых, изменяющихся во времени координат (степеней свободы), определяющих положение всех масс, входящих в системы, при рассмотрении переходных и установившихся режимов движения.

Расчетные динамические схемы определяются следующими обобщенными координатами: вертикальным, угловым и продольным перемещением центра тяжести КТМ – y_1, y_2, y_3 ; вертикальным перемещением центра тяжести переднего моста КТМ – y_4 ; вертикальным, угловым и продольным перемещением центра тяжести ПТО (ПК и ПА) – y_5, y_6, y_7 ; углом поворота коленчатого вала двигателя – y_8 ; углами поворота колес КТМ – y_9 и y_{10} ; вертикальными и продольными перемещениями центра тяже-

сти КЗ и дискретных масс пачки деревьев – y_{11}, y_{12}, y_{13} ; вертикальным перемещением центра тяжести водителя и сидения – y_{14} ; угловым перемещением балансирной тележки осей ПТО – y_{15} .

В расчетные схемы (рис. 1) и описывающие их уравнения входят следующие параметры: M_D – момент двигателя; I_D – момент инерции вращающихся масс двигателя и ведущих частей сцепления; I_{K1}, I_{K2} – моменты инерции элементов трансмиссии и колес КТМ приведенные к их осям; $I_T, I_{ПА}, I_{ПК}$ – моменты инерции КТМ, ПА и ПК соответственно; $M_T, m_M, m_{ПА}, m_{ПК}$ – масса КТМ, поддресоренная масса переднего моста КТМ, масса ПА и ПК соответственно; $m_{КЗ}, m_2$ и m_3 – дискретные массы клещевого захвата и пачки хлыстов; m_B – поддресоренная масса водителя и сиденья; c_1, k_1 – коэффициент вертикальной жесткости и сопротивления переднего моста КТМ; c_2, c_3, k_2, k_3 – коэффициенты вертикальной жесткости и сопротивления шин, установленных на колеса КТМ; $c_{41}, c_{42}, k_{41}, k_{42}$ – коэффициенты вертикальной и горизонтальной жесткости и сопротивление сцепки КТМ с ПТО; $c_{51}, c_{52}, k_{51}, k_{52}$ – коэффициенты вертикальной жесткости и сопротивления шин, установленных на колесах балансирной тележки ПТО; $c_{61}, c_{62}, k_{61}, k_{62}$ – коэффициенты горизонтальной жесткости и сопротивления шин и почвогрунта, приведенные к точкам контакта колес КТМ с трелевочным волоком; c_7, c_8, k_7, k_8 – коэффициенты угловой жесткости и сопротивление валов привода переднего и заднего мостов КТМ; c_9, k_9 и c_{10}, k_{10} – продольная и вертикальная жесткость и сопротивление узла связи пачки с БПКЧ; c_{11}, k_{11} – коэффициенты вертикальной жесткости и сопротивления пачки хлыстов; c_{12}, k_{12} – коэффициенты вертикальной жесткости и сопротивления сидения водителя; $c_{13}, c_{14}, k_{13}, k_{14}$ – коэффициенты горизонтальной и вертикальной жесткости и сопротивления в КЗ; i_1, i_2 – передаточные числа приводов переднего и заднего мостов КТМ; a, b, h_T – координаты центра тяжести КТМ; l_B – координата центра тяжести водителя и сиденья; $l_{ПА}, h_{ПА}$ – координаты центра тяжести ПА; $l_{ПК}, h_{ПК}$ – координаты центра тяжести ПК; $l_{СЦ}, h_{СЦ}, h_2$ – координаты точек сцепки КТМ и ПТО; L_X – длина пачки хлыстов; l_1, l_2 – координаты центра тяжести пачки хлыстов; $h_{КЗ}$ – координата КЗ относительно трелевочного волокна; $l_{КЗ}$ – координата центра тяжести КЗ относительно центра тяжести ПА; l_9 – координата центральной оси балансирной тележки, относительно центра тяжести ПТО; l_{10}, l_{11} – расстояние между осями балансирной тележки ПТО; r_1, r_2, r_3, r_4 – радиусы качения шин колес КТМ и прицепного технологического модуля; q_1, q_2, q_3, q_4 – текущие значения ординат микропрофиля неровностей трелевочного волокна под шинами колес КТМ

и прицепного технологического модуля; P_{K1} , P_{K2} – касательные силы тяги, развиваемые на колесах КТМ; P_{F1} , P_{F2} , P_{F3} , P_{F4} – силы сопротивления шин колес КТМ и ПТО; P_V – сила сопротивления волочению пачки хлыстов.

Для описания исследуемых динамических систем были взяты массово-геометрические параметры, моменты инерции, силы сопротивления и касательные силы тяги, аналогичные работам [4, 5].

На рис. 1 приведены расчетные схемы динамической системы КТМ с ПТО различных компоновочных решений, разработанные с учетом ряда принятых допущений, на основе анализа ее конструкции и кинематики движения звеньев:

- БПКН (схема имеет тринадцать степеней свободы);
- БПКЗ (схема имеет пятнадцать степеней свободы).

Разработанный математический аппарат дал возможность получить в системе высокоуровневого программирования *MatLab R2006a* матрицы численных значений отклонений степеней свободы моделей, первые производные этих отклонений и соответствующие им моменты времени протекания процесса.

Это позволило определить все необходимые параметры оценки динамической нагруженности КТМ, оснащенной различным по типу решению ПТО.

Так, изменения вертикальных ускорений по времени в центре тяжести ПТО определялись по следующим зависимостям:

а) для БПКН:

$$\ddot{y}_5 = [c_{41}(Y_1 - (b + l_{цц})Y_2 - Y_5 - (l_{пк} - l_{цц})Y_6) + k_{41}(\dot{y}_1 - (b + l_{цц})\dot{y}_2 - \dot{y}_5 - (l_{пк} - l_{цц})\dot{y}_6) - c_{51}(Y_5 + l_{10}Y_{15} + (l_9 + l_{10})Y_6 - Q_3) - k_{51}(\dot{y}_5 + l_{10}\dot{y}_{15} + (l_9 + l_{10})\dot{y}_6 - \dot{q}_3) - c_{52}(Y_5 - l_{11}Y_{15} + (l_9 - l_{11})Y_6 - Q_4) - k_{52}(\dot{y}_5 - l_{11}\dot{y}_{15} + (l_9 - l_{11})\dot{y}_6 - \dot{q}_4) - l_2c_{11}(l_2Y_5 / L_X - Y_{13}) / L_X - l_2k_{11}(l_2\dot{y}_5 / L_X - \dot{y}_{13}) / L_X] / m_{пк};$$

б) для БПКЗ:

$$\ddot{y}_5 = [c_{41}(Y_1 - (b + l_{цц})Y_2 - Y_5 - (l_{па} - l_{цц})Y_6) + k_{41}(\dot{y}_1 - (b + l_{цц})\dot{y}_2 - \dot{y}_5 - (l_{па} - l_{цц})\dot{y}_6) - c_{51}(Y_5 + l_{10}Y_{15} + (l_9 + l_{10})Y_6 - Q_3) - k_{51}(\dot{y}_5 + l_{10}\dot{y}_{15} + (l_9 + l_{10})\dot{y}_6 - \dot{q}_3) - c_{52}(Y_5 - l_{11}Y_{15} + (l_9 - l_{11})Y_6 - Q_4) - k_{52}(\dot{y}_5 - l_{11}\dot{y}_{15} + (l_9 - l_{11})\dot{y}_6 - \dot{q}_4) - c_{14}(Y_5 - l_{к3}Y_6 - Y_{11}) - k_{14}(\dot{y}_5 - l_{к3}\dot{y}_6 - \dot{y}_{11})] / m_{па};$$

в) для БПКЧ:

$$\ddot{y}_3 = [c_{41}(Y_1 - (b + l_{цц})Y_2 - Y_5 - (l_{цц} - l_{цц})Y_6) + k_{41}(\dot{Y}_1 - (b + l_{цц})\dot{Y}_2 - \dot{Y}_5 - (l_{цц} - l_{цц})\dot{Y}_6) - c_{51}(Y_5 + l_{10}Y_{15} + (l_9 + l_{10})Y_6 - Q_3) - k_{51}(\dot{Y}_5 + l_{10}\dot{Y}_{15} + (l_9 + l_{10})\dot{Y}_6 - \dot{Q}_3) - c_{52}(Y_5 - l_{11}Y_{15} + (l_9 - l_{11})Y_6 - Q_4) - k_{52}(\dot{Y}_5 - l_{11}\dot{Y}_{15} + (l_9 - l_{11})\dot{Y}_6 - \dot{Q}_4) - c_{10}(Y_5 - l_8Y_6 - Y_{11}) - k_{10}(\dot{Y}_5 - l_8\dot{Y}_6 - \dot{Y}_{11})] / m_{цч}.$$

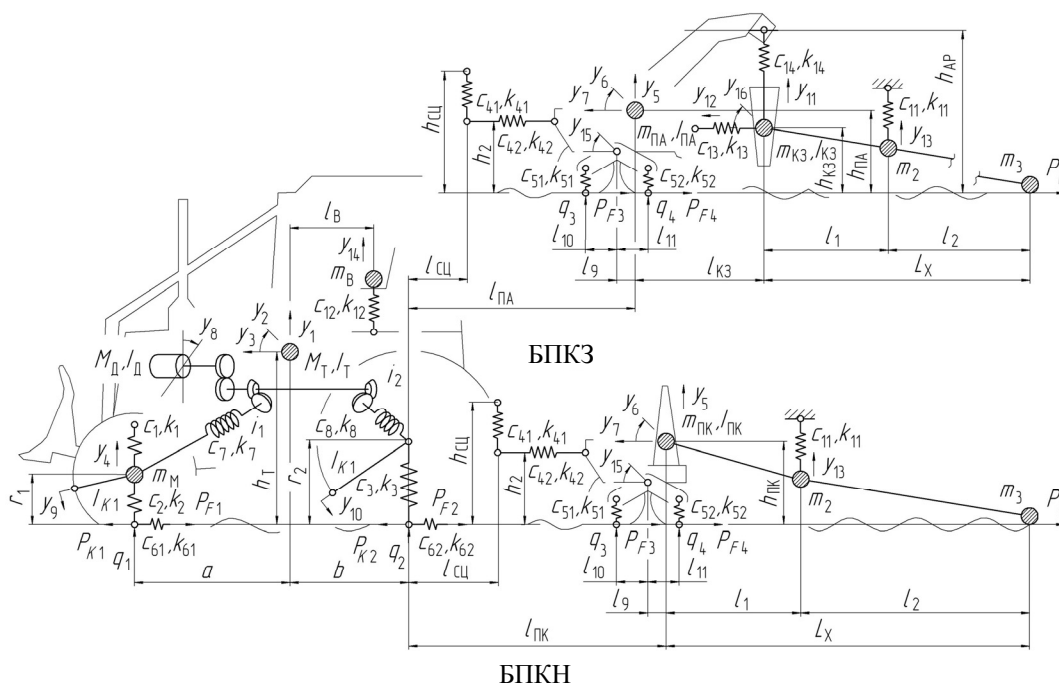


Рис. 1. Расчетные схемы динамической системы КТМ, оснащенной БПКН и БПКЗ

Изменение вертикальных ускорений центра тяжести водителя и сидения по времени определяется по формуле

$$\ddot{Y}_{14} = [-c_{12}(Y_{14} - Y_1 + l_B Y_2) - k_{12}(\dot{Y}_{14} - \dot{Y}_1 + l_B \dot{Y}_2)] / m_B.$$

В данных уравнениях заглавные буквы степеней свободы означают полученные при моделировании матрицы результатов, обработка которых позволила построить графики нормированных спектральных плотностей ускорений центра тяжести ПТО, центра тяжести водителя и сидения, и их изменение в зависимости от применяемого технологического оборудования.

Моделирование динамических процессов для различных типов ПТО проводилось при равных весовых, жесткостных и т. д. параметрах систем.

В частности, рассматривался процесс трелевки КТМ пачки деревьев объемом $V_{ХЛ} = 1,2 \text{ м}^3$ при скорости перемещения КТМ $V = 4,57 \text{ км/ч}$, при одинаковых характеристиках микропрофиля волока.

Полученные результаты обрабатывались методами математической статистики.

На рис. 2 представлены нормированные спектральные плотности ускорения центра тяжести различных типов ПТО при движении КТМ по магистральному волоку.

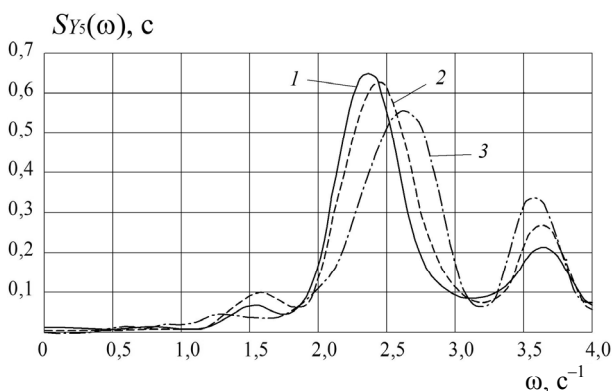


Рис. 2. Нормированные спектральные плотности вертикальных ускорений центра тяжести ПТО при движении по магистральному волоку: 1 – БПКН; 2 – БПКЗ; 3 – БПКЧ

Для всех типов ПТО максимум нормированной спектральной плотности проявляется дважды. Первый раз для БПКН он проявляется при частоте $2,36 \text{ с}^{-1}$ и достигает значения $0,65 \text{ с}$, при БПКЗ при частоте $2,63 \text{ с}^{-1}$ имеет значение $0,63 \text{ с}$, в то же время для БПКЧ максимум спектральных плотностей проявляется при частоте $2,62 \text{ с}^{-1}$ и достигает $0,56 \text{ с}$. Во второй раз для БПКН при частоте $3,64 \text{ с}^{-1}$ он

достигает $0,22 \text{ с}$, для БПКЗ при частоте $3,62 \text{ с}^{-1}$ – $0,27 \text{ с}$, а для БПКЧ при частоте $3,58 \text{ с}^{-1}$ – $0,34 \text{ с}$. Процесс снижения статистических величин ускорений затухает более интенсивно для БПКН.

Из графиков нормированных спектральных плотностей ускорения центра тяжести водителя и сидения (рис. 3) видно, что максимальные значения встречаются один раз, и лежат в диапазоне частот от $2,2$ до $2,6 \text{ с}^{-1}$, при этом абсолютные величины максимумов зависят от применяемого типа технологического оборудования.

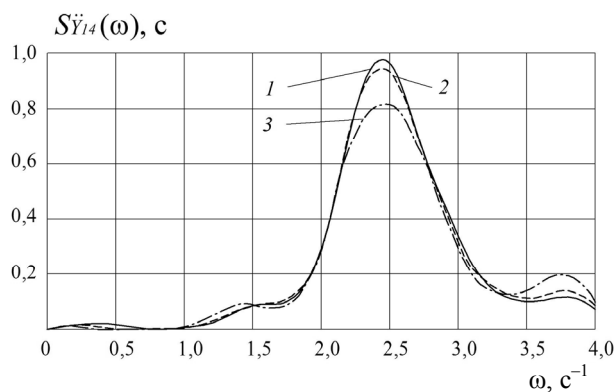


Рис. 3. Нормированные спектральные плотности вертикальных ускорений центра тяжести водителя и сидения при движении по магистральному волоку: 1 – БПКН; 2 – БПКЗ; 3 – БПКЧ

Частотный диапазон изменяется незначительно в сторону увеличения с $2,44$ до $2,47 \text{ с}^{-1}$. Абсолютный максимум при этом уменьшается для БПКЧ в 1,2 раза по сравнению с БПКН и в 1,16 раза по сравнению с БПКЗ.

Весовые и геометрические размеры ПТО были определены изменением входящих в динамическую систему параметров, которые влияют на процессы движения КТМ. За критерий оптимизации были приняты значения максимумов спектральных плотностей.

Заключение. Теоретическими исследованиями установлено, что введение в конструкцию прицепного технологического оборудования для колесной трелевочной машины дополнительной опоры в виде балансирующей тележки и использование канатно-чокерного, по сравнению с другими типами, технологического оборудования позволяет минимизировать показатели энергетических затрат процесса трелевки при работе на грунтах с низкой несущей способностью.

Полученные данные могут быть использованы при проектировании колесных агрегатных машин для лесозаготовки на машиностроительных предприятиях.

Литература

1. Арико С. Е. Математическая модель работы харвестерной машины 4К4 // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревообработ. пром-сть. 2010. Вып. XVIII. С. 113–117.
2. Протас П. А., Клоков Д. В. Аналитическое исследование процесса взаимодействия колесных трелевочных машин с пачкой хлыстов и волоком // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2014. Т. 2; № 5–4. С. 256–260. DOI: 10.12737/7110.
3. Симанович В. А., Исаченков В. С. Оценка тягово-сцепных свойств трелевочных тракторов с усовершенствованной конструкцией несущей системы // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревообработ. пром-сть. 2009. Вып. XVII. С. 116–119.
4. Исаченков В. С., Симанович В. А. Обоснование параметров канатно-чокерного технологического оборудования // Труды БГТУ. 2012. № 2: Лесная и деревообработ. пром-сть. С. 39–42.

References

1. Ariko S. Y. Mathematical model of the harvester machine 4K4. *Trudy BGTU. Ser. II. Lesnaya i derevoobrab. prom-st'* [Proceedings of BSTU. Series II, Forest and Woodworking Industry], 2010, issue XVIII, pp. 113–117 (in Russian).
2. Protas P. A., Klokov D. V. Analytical study of the interaction of wheel skidder with a bundle of stems and portage. *Recent research trends of the XXI century: Theory and Practice*, 2014, vol. 2, no. 5–4, pp. 256–260. DOI: 10.12737/7110.
3. Simanovich V. A., Isachenkov V. S. Evaluation of traction characteristics skidders with advanced design support system. *Trudy BGTU. Ser. II. Lesnaya i derevoobrab. prom-st'* [Proceedings of BSTU. Series II, Forest and Woodworking Industry], 2009, issue XVII, pp. 116–119 (in Russian).
4. Isachenkov V. S., Simanovich V. A. Rope-choker trailed implements determination of parameters. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2012, no. 2: Forest and Woodworking Industry, pp. 39–42 (in Russian).

Информация об авторах

Исаченков Владимир Сергеевич – ассистент кафедры инженерной графики. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: v.isachenkov@belstu.by

Симанович Василий Антонович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры лесных машин и технологии лесозаготовок. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: lmitlz@belstu.by

Information about the authors

Isachenkov Vladimir Sergeevich – assistant lecturer, Department of Engineering Graphics. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: v.isachenkov@belstu.by

Simanovich Vasily Antonovich – Ph. D. Engineering, assistant professor, assistant professor, Department of Forestry Machinery and Logging Technology. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: lmitlz@belstu.by

Поступила 20.02.2015