

УДК 630.3:634.0

АНДРЕЙ ВИКТОРОВИЧ РОДИОНОВ

кандидат технических наук, доцент кафедры механизации
сельскохозяйственного производства агротехнического
факультета ПетрГУ
rodionov@psu.karelia.ru

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МАШИНЫ В УСЛОВИЯХ НЕРАСКОРЧЕВАННЫХ ВЫРУБОК

Представлены результаты теоретических исследований нагруженности машины для лесовосстановления на базе динамического лункообразователя в условиях нераскорчеванных вырубок. Обоснованы рекомендации для оптимального проектирования данной машины.

Ключевые слова: нагруженность, моделирование, лесохозяйственная машина

Основными препятствиями, затрудняющими работу лесокультурных агрегатов на вырубках, являются пни при количестве более 500 шт./га на избыточно увлажненных и более 600 шт./га на свежих и сухих почвах. В таежной зоне вырубки с количеством пней от 600 шт./га занимают свыше 55 % лесокультурного фонда, в том числе на Северо-Западе их более 80 % [1]. Кроме пней, помехи работе агрегатов создают порубочные остатки, валежник, оставленные растущие деревья, камни и корни [2].

Применение лесокультурных агрегатов сельскохозяйственного типа на вырубках в таежной зоне оказалось неэффективным вследствие отказов из-за поломок сошников, а также по показателям качества работы при встрече их с препятствиями в процессе непрерывного рабочего хода в почве [2].

Удаление препятствий (корчевка пней и проч.) в разы удорожает работы и ухудшает условия для развития леса, поэтому для условий таежной зоны оказалось целесообразным отказаться от непрерывного хода рабочих органов в пользу дискретной подготовки посадочных мест под лесные культуры. Работы в этом на-

правлении были начаты в Ленинградской Лесотехнической академии под руководством профессора С. Ф. Орлова, наилучший эффект был получен при использовании динамических лункообразователей (ЛГУ-1, Л-2У и др.) [3].

Теоретическое обоснование проектных параметров для опытных образцов и опытных партий динамических лункообразователей типа Л-2У выполнено в работах профессора А. М. Цыпука [3 и др.], однако до настоящего времени не уделялось достаточного внимания вопросам нагруженности основных элементов этой машины (рычагов, опорных лыж).

При переходе от испытаний к производственной эксплуатации имели место непредвиденные поломки машин при взаимодействии с препятствиями (удары о камни, пни) на вырубках, что затрудняет внедрение лункообразователей в производство [4].

Кроме того, создание универсальной машины для лесовосстановления (рис. 1) на основе динамического лункообразователя типа Л-2У (для подготовки посадочных мест, посева и содействия естественному лесовозобновлению)

потребовало не только обоснования параметров высевающего приспособления, работоспособного в условиях нераскорчеванных вырубок, но также анализа нагруженности этого приспособления при встрече с препятствиями [4, 5].

В процессе работы такой универсальной машины для лесовосстановления в среде препятствий на вырубке возможны следующие неблагоприятные ситуации: удар рабочего органа (рычага) о пень, удар рычага о камень, удар опорной лыжи о пень, удар лыжи о камень после преодоления пня (т. е. падение с высоты пня), соударение опорно-приводного колеса высевающего приспособления с неподвижным препятствием (пнем), падение колеса с высоты пня и удар о камень. Во всех случаях должна обеспечиваться прочность узлов машины.

Следует заметить, что до настоящего времени теория работы лесохозяйственных машин в среде препятствий на вырубках в режиме разнообразных ударов разработана недостаточно, особенно для условий таежной зоны [2, 6].



а



б

Рис. 1. Универсальная машина на базе лункообразователя [9]

а – подготовка посадочных мест; б – посев семян

Трудности в разработке теории имеют математическую и физическую природу. Математические трудности возникают при учете геометрических характеристик взаимодействующих тел, а физические – проистекают из естественного разброса свойств материала при ударах. Следствием этого является возникновение разнообразных упрощенных теорий удара [7, 8 и др.].

Правомерность упрощающих предположений проверяют, используя экспериментальные данные. Если и в случае применения упрощенной физической модели аналитическое решение задачи невозможно или чрезвычайно затруднено, используются численные методы [7]. Развитие информационных технологий создает предпосылки для построения достаточно реалистичных моделей соударения численными методами [8].

Численные методы, допуская использование более сложных физических моделей, требуют проверки достоверности результатов математического моделирования. Такая проверка возможна двумя способами [7, 8, 10]:

1. сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными;
2. сравнение результатов расчетов по данной модели с результатами расчетов, полученных с применением более точной математической модели.

Первый метод представляется наиболее очевидным по известному критерию истины, которым является практика, но имеет недостатки:

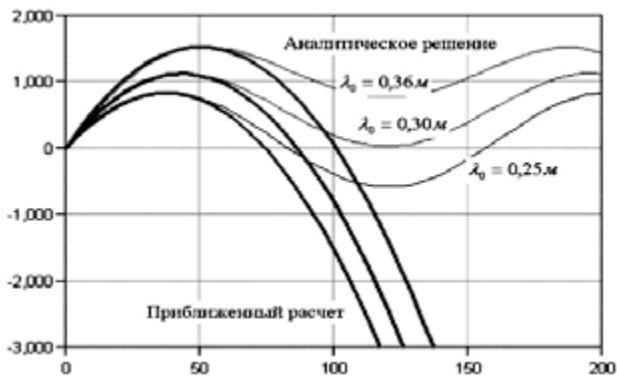
- требует значительных затрат времени и ресурсов;
- требует точного соблюдения значений исследуемых параметров объекта в процессе эксперимента, что не всегда возможно;
- имеет неопределенность – к чему относить разницу между результатами расчетов и экспериментальными данными: к погрешности модели, погрешности измерения или влиянию каких-либо неучтенных в эксперименте факторов.

В лесной отрасли отмеченные недостатки усугубляются трудностью подбора однородных объектов для необходимой повторности опытов в эксперименте, т. к. эти объекты имеют природное происхождение, а также ограниченными возможностями варьирования величин факторов в эксперименте [11].

Второй метод требует применения более сложного, чем в проверяемой модели, математического аппарата, который обычно проявляется в необходимости решения систем дифференциальных уравнений с большим количеством элементов. Применение компьютеров облегчает этот процесс [7, 8, 10].

В настоящей работе представлена новая методика [5, 12, 13] моделирования соударения элементов универсальной машины на базе динамического лункообразователя типа Л-2У с препятствиями на вырубке, развивающая ранее выполненные исследования [3, 14].

Целью методики является определение для возможных вариантов соударений рабочих орга-

Рис. 3. Изменение кинетической энергии E_k

E_k , Дж, в зависимости от угла поворота рычага $\varphi = 0...200^\circ$
(система технологически пригодна, если $\lambda_0 \geq 0,30$ м, тогда $0 < E_k \leq 1500$ Дж)

Результаты расчетов по формулам (2...5) в разработанной программе для ПЭВМ в среде «Maple» [15] для динамического лункообразователя Л-2У [3] показаны на рис. 3.

Проверка модели (2...5) осуществлялась последовательным выполнением приближенного и точного расчетов. Приближенный расчет обеспечил полную сходимость с аналитическим решением при угле поворота рычага до 600° в реальном диапазоне для динамического лункообразователя типа Л-2У (рис. 3).

Для исследования нагруженности рычага динамического лункообразователя при соударении с препятствием (пнем, камнем) рычаг моделируется балкой с пролетом x (рис. 2), материал которой подчиняется закону Гука.

Для исследования поведения балки при соударении с опорами использован метод конечных разностей, а для проверки его применимости к условиям задачи – метод конечных элементов, реализованные в программе для ПЭВМ в среде «Maple» [15].

Установлено, что при ударе иглой на конце рычага Л-2У о камень коэффициент динамичности равен 465, а напряжение изгиба 276 МПа. При ударе серединой рычага о пень коэффициент динамичности равен 103, а напряжение изгиба 265 МПа. Высокие значения коэффициентов динамичности показывают, что масса машины используется наилучшим образом для совершения работы, характеризуя ресурсосбережение при использовании динамического принципа образования лунок. Требования к качеству материалов при этом растут.

Уравнение баланса энергии при соударении опорного устройства (лыжи) лункообразователя с пнем (рис. 4) имеет вид:

$$\frac{mv^2 \sin^2 \gamma}{2} + mg\Delta k_{din} \cos \gamma = \frac{N^2}{2k_s} k_{din}^2, \quad (6)$$

где m – масса лыжи и части машины, кг; v – скорость агрегата, м/с; γ – угол, образованный горизонтальной

плоскостью и плоскостью лыжи, град.; Δ – перемещение лыжи при соударении с пнем, м, обусловлено деформацией пня; k_{din} – коэффициент динамичности; N – сила контактного взаимодействия, Н; k_s – приведенный коэффициент жесткости системы «лыжа-пень», Н/м (коэффициент жесткости пня определялся экспериментально – $18...46 \cdot 10^6$ Н/м).

Коэффициент динамичности получим, найдя положительный (с учетом физического смысла задачи) корень уравнения, выражаемого из равенства (6):

$$k_{din} = \frac{mg \cos \gamma}{N} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{k_s v^2}{mg^2} \tan^2 \gamma} \right). \quad (7)$$

Моделирование соударения лыжи с пнем в программе для ПЭВМ в среде «Maple» [16] выявило, что с увеличением угла наклона лыжи и скорости движения агрегата возрастают силы динамического взаимодействия (рис. 5). Рекомендуемый угол наклона лыжи составляет $33...57^\circ$, при допустимой нагрузке в навесном устройстве трактора ЛХТ-55 или ЛХТ-100 не более 40 кН.

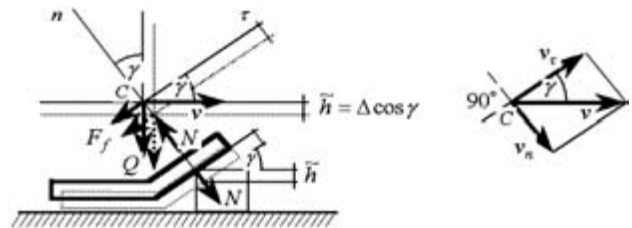


Рис. 4. Расчетная схема соударения лыжи с пнем

F_f – сила трения, Н; Q – вес лыжи и части машины, Н; точка C находится в области контакта опорной лыжи с пнем

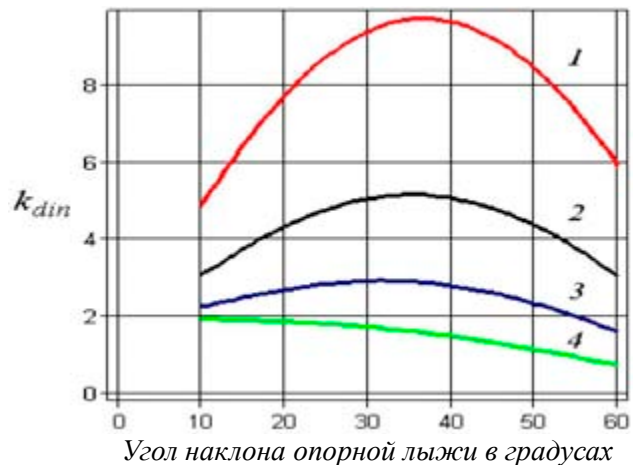


Рис. 5. Зависимость коэффициента динамичности от угла наклона лыжи и скорости агрегата

Кривые 1...4 построены для скорости агрегата равной 1,0; 0,5; 0,25 и 0,1 м/с соответственно

Завершающей стадией взаимодействия с неподвижным препятствием (пнем) является свободное падение лыжи с присоединенной частью массы лункообразователя с высоты пня H на почву или камень. Уравнение баланса энергии в этой ситуации будет выглядеть так:

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{N_{din}\Delta_{din}}{2}, \quad (8)$$

где m – масса лыжи с присоединенной частью массы машины, кг; v – скорость свободного падения, м/с; N_{din} – сила контактного взаимодействия, Н; Δ_{din} – перемещение по направлению силы N_{din} , м.

При упругом соударении сила N_{din} и перемещение Δ_{din} связаны так:

$$N_{din} = k_s \Delta_{din}; \quad N_{din} = v \sqrt{mk_s}, \quad (9)$$

где k_s – коэффициент жесткости лыжи в вертикальном направлении (при падении лыжи на камень как абсолютно жесткое тело) или приведенный коэффициент жесткости системы «лыжа-почва» (при падении лыжи на почву).

Зная коэффициенты жесткости $k_s^{лыжи}$ и $k_s^{почвы}$, найдем коэффициент динамичности k_{din} при свободном падении лыжи и соударении с почвой или камнем:

$$k_{din} = \frac{v \sqrt{mk_s}}{mg}, \quad (10)$$

Коэффициент $k_s^{почвы}$ получим, найдя положительный корень уравнения, выражаемого из соотношений (8) и (9), с учетом известного выражения [2] для определения силы сопротивления внедрения в почву деформатора произвольной формы:

$$k_s^{почвы} = \left(\frac{S_6 \cdot [\delta_{CM}]}{2 \cdot v \cdot \sqrt{m}} + \sqrt{\left(\frac{S_6 \cdot [\delta_{CM}]}{2 \cdot v \cdot \sqrt{m}} \right)^2 + P \cdot f \cdot [\delta_{CM}]} \right)^2, \quad (11)$$

где S_6 – площадь верхнего основания деформатора (лыжи), м²; P – периметр основания деформатора, м; f – коэффициент трения «сталь-почва».

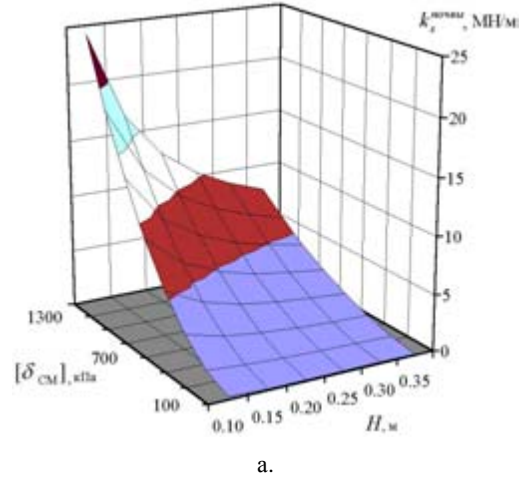
Расчеты по формулам (8...11) выполняются в «Mathcad». Результаты представлены на рис. 6.

При работе универсальной машины на базе лункообразователя в режиме посева возможны следующие неблагоприятные с точки зрения нагруженности ситуации: удар колеса о пень, падение колеса с высоты преодолеваемого пня.

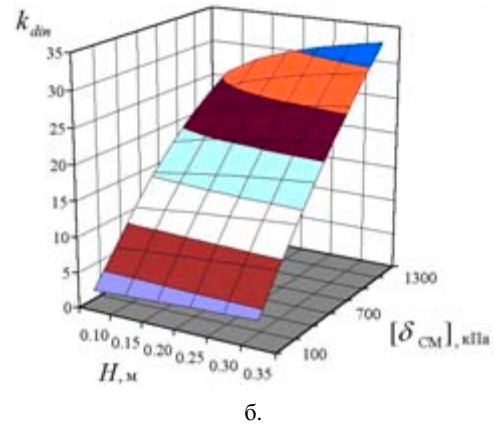
Уравнение баланса энергии при соударении колеса высевающего приспособления с пнем (рис. 7) запишется аналогично (6):

$$\frac{mv^2 \cos^2 \alpha}{2} + mg \Delta k_{din} \sin \alpha = \frac{N^2}{2k_s} k_{din}^2, \quad (12)$$

где m – масса высевающего приспособления, кг.



а.



б.

Рис. 6. Параметры процесса падения лыжи с пня

а – коэффициент жесткости почвы $k_s^{почвы}$; б – коэффициент динамичности k_{din}

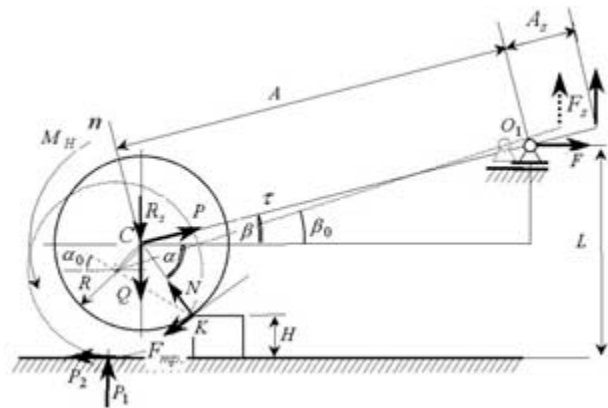
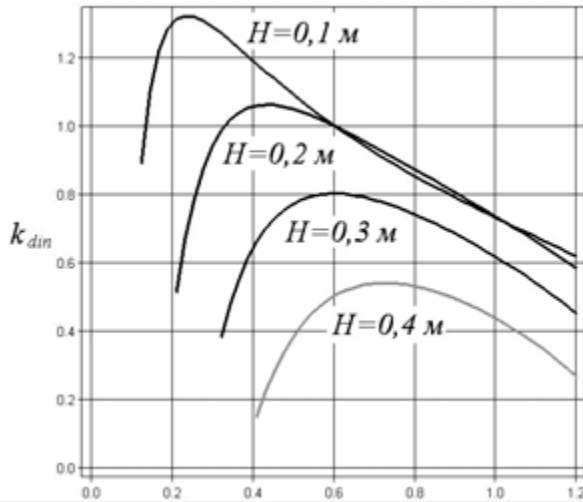
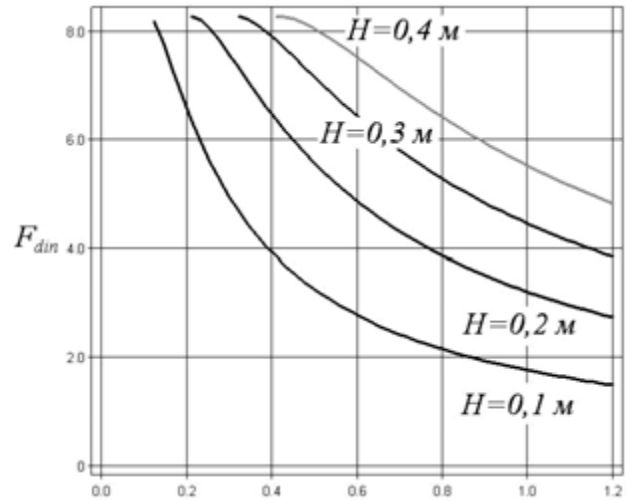


Рис. 7. Модель секции высевающего приспособления

H – высота пня, м; R – радиус жесткого опорно-приводного колеса, м; A и A_s – длины звеньев рычага, м; F – сила тяги трактора, Н; P – продольная сила в звене CO_1 , Н; Q – вес, передаваемый на ось колеса, Н; F_s – сила растяжения пружины, Н; k_s – коэффициент жесткости пружины, Н/м; N – нормальная составляющая силы взаимодействия колеса с пнем, Н; $F_{тр} = fN$ – сила трения в области контакта колеса с пнем, Н; f – коэффициент трения скольжения в этой области; $M_н = \mu N$ – момент трения качения, Н; μ – коэффициент трения качения; P_1 – реакция почвы, Н; P_2 – сила трения в области контакта с почвой, Н

Рис. 8. Зависимость k_{din} от радиуса колеса R , мРис. 9. Зависимость силы F_{din} , Н от радиуса колеса R , м

Коэффициент динамичности получим, найдя положительный корень уравнения, выражаемого из соотношения (12):

$$k_{din} = \frac{mg \sin \alpha}{N} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{k_s v^2}{mg^2 \tan^2 \alpha}} \right), \quad (13)$$

Анализ расчетов в программе для ПЭВМ в среде «Maple» [17] показал, что коэффициент k_{din} растет при уменьшении высоты пня (рис. 8 и 9). При этом теоретическая величина силы $F_{dyn} = F \cdot k_{dyn}$ также убывает; следовательно, для преодоления пня большей высоты необходим трактор с большей силой тяги, что соответствует практике.

Моделирование падения колеса высевающего приспособления с высоты преодолеваемого пня выполняется с помощью формул (8...10). Коэффициент жесткости почвы $k_s^{почвы}$ определяется численно (в «Mathcad») из уравнения (14), где L_p – ширина реборды колеса, м.

Масса m определяется выражением (15), где m_{np} – приведенная масса рычага и секции приспособления, кг; k_s – коэффициент жесткости пружины рычага, Н/м; λ – перемещение пружины, соответствующее перемещению приведенной массы, м; S – остаточное натяжение пружины в позиции, когда колесо оперлось о почву (камень), м.

$$[\delta_{cm}] \cdot \left(\left(L_p + \sqrt{\frac{2g \cdot H \cdot m}{k_s^{почвы}}} \cdot f \right) \cdot 2 \sqrt{2R \sqrt{\frac{2g \cdot H \cdot m}{k_s^{почвы}}} - \frac{2g \cdot H \cdot m}{k_s^{почвы}}} + 2L_p \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot H \cdot m}{k_s^{почвы}}} \cdot f \right) - \sqrt{2g \cdot H \cdot m \cdot k_s^{почвы}} = 0, \quad (14)$$

$$m = \frac{m_{np} \cdot g \cdot H + k_s \lambda \cdot \left(\frac{\lambda}{2} + S \right)}{gH}; \quad \lambda = \frac{H \cdot A_s}{A}. \quad (15)$$

ВЫВОДЫ:

1. Представленная методика рекомендуется для оптимального проектирования машины для лесовосстановления на базе лункообразователя типа Л-2У.
2. Расчеты по представленной методике для машины на базе лункообразователя Л-2У

показали, что при работе на вырубке в диапазоне скоростей 1,8...3,6 км/ч возникают ударные нагрузки, которые характеризуются коэффициентами динамичности: от 1,1 (наезд колесом на пень) до 465 (удар рычагом о камень).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Судьев Н. Г. Лесохозяйственный справочник для лесозаготовителя. М.: Лесная промышленность, 1989. 328 с.
2. Цыпук А. М. Лесохозяйственные машины и их применение: учеб. пособие. В 3 ч. Петрозаводск: Изд-во ПетрГУ, 1999.
3. Разработка и внедрение в производство орудий Л-2 для двухрядного приготовления посадочных лунок: Отчет о НИР (промежуточ.) / Рук. А. М. Цыпук. № ГР 01828067337. Петрозаводск, 1985. 109 с.

4. Внедрение в производство лункообразователя: Отчет о НИР (заключит.) № ГР 02.2.006 04941 от 08.06.2006. Петрозаводск, 2006. 33 с.
5. Родионов А. В. Рубка и восстановление леса на основе ресурсосберегающей технологии М.: Флинта: Наука, 2006. 276 с.
6. Зима И. М. Механизация лесохозяйственных работ. М.: Лесная промышленность, 1976. 416 с.
7. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1989. 408 с.
8. Зылев В. Б. Вычислительные методы в нелинейной механике конструкций. М.: Науч.-изд. центр «Инженер», 1999. 145 с.
9. Родионов А. В. Рекомендации по восстановлению леса на вырубках с использованием лункообразователя Л-2У. Петрозаводск: Изд-во ПетрГУ, 2006. 52 с.
10. Колесников Г. Н. Дискретные модели механических систем с односторонними связями. Петрозаводск: Изд-во ПетрГУ, 2004. 204 с.
11. Герасимов Ю. Ю. Лесосечные машины: компьютерная система принятия решений. Петрозаводск: Изд-во ПетрГУ, 1998. 236 с.
12. Родионов А. В. Моделирование балочного элемента лесопосадочной машины как упругой механической системы с распределенной массой при соударениях // Вестник Поморского университета. 2006. № 4. С. 148–155.
13. Родионов А. В. Применение методов математического моделирования в задачах совершенствования технологических процессов на предприятиях лесопромышленного комплекса. Петрозаводск, 2007. 161 с. Деп. в ВИНТИ 19.02.2007, № 147-B2007.
14. Марков О. Б. Обоснование параметров рычажно-кулачкового механизма динамического лункообразователя для посадки лесных культур: Дис. ... канд. техн. наук. Петрозаводск, 2006. 163 с.
15. Раковская М. И. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 6860. Моделирование балочного элемента лесохозяйственной машины при поперечном ударе как упругой механической системы с распределенной массой / М. И. Раковская, А. В. Родионов, Г. Н. Колесников; заявитель и правообладатель ПетрГУ. № 50200601619; заявл. 07.09.2006; опубл. 11.09.2006.
16. Родионов А. В. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 6862. Моделирование соударения опорной лыжи сеялки с препятствием / А. В. Родионов, Г. Н. Колесников, А. М. Цыпук; заявитель и правообладатель ПетрГУ. № 50200601621; заявл. 07.09.2006; опубл. 11.09.2006.
17. Родионов А. В. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 6868. Моделирование соударения колеса сеялки с препятствием / А. В. Родионов; заявитель и правообладатель ПетрГУ. № 50200601627; заявл. 07.09.2006; опубл. 11.09.2006.