

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 (ЛТУ-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 высеивающего 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 высеивающего 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 – происходят 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-

нов машины с препятствиями коэффициентов динамичности, необходимых для проектных и конструкторских работ при создании и совершенствовании динамических лункообразователей и машин на их базе.

Для создания методики использованы аналитические и численные методы, эффективность которых доказана применительно к объектам, работающим в условиях ударных нагрузок [7, 8, 10].

В методике [5, 12, 13] учитывается, что при посадке леса в среде препятствий на вырубке возможны следующие неблагоприятные с точки зрения нагруженности динамического лункообразователя ситуации: удар рычага о пень, удар иглой на конце рычага о камень, удар опорного устройства (лыжи) о пень, удар лыжи о камень после преодоления пня. Прочность узлов лункообразователя должна гарантировать его надежное функционирование в среде естественных препятствий (пней, камней).

При ударе рабочего органа (рычага с иглой) о препятствие потенциальная энергия рабочего органа, накопленная путем напряжения пружины и подъема рычага, преобразуется в кинетическую энергию, которая частично рассеивается в металлоконструкции машины и может вызвать ее поломки (рис. 2).

Уменьшить величину потенциальной энергии можно, но нецелесообразно, т. к. ее величина должна соответствовать кинетической энергии, затрачиваемой на образование лунки. Численное ее значение применительно к различным условиям определено ранее и составляет 1...1,5 кДж [3, 14].

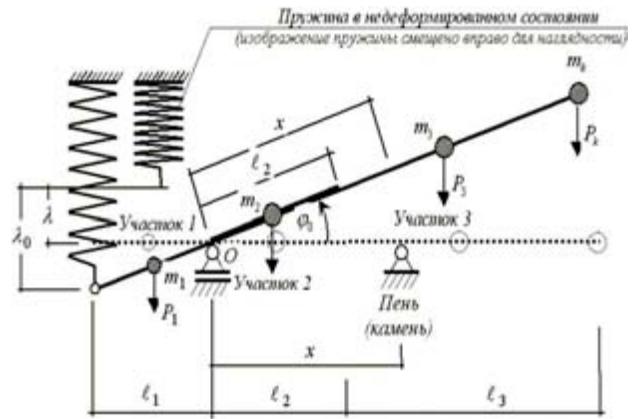


Рис. 2. Расчетная схема динамического лункообразователя

$\lambda$ ,  $\lambda_0$  – текущее и начальное удлинение пружины,  $m$ ;  $\varphi_0$  – угол качания рычага, град.;  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$  – погонные массы участков рычага, кг/м;  $m_k$  – масса иглы, кг

Поворот рычага с иглой вокруг оси О (см. рис. 2) под действием собственного веса и силы натяжения пружины можно описать выражением (1), где  $J$  – момент инерции рычага,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $\omega$  – угловая скорость рычага, рад/с;  $c_0$  – коэффициент жесткости пружины, Н/м. Принтегрировав выражение (1), получим точную величину кинетической энергии  $E_k$  рабочего органа. Дальнейшими преобразованиями определим угловую скорость  $\omega$  и угловое ускорение  $\varepsilon$  рабочего органа.

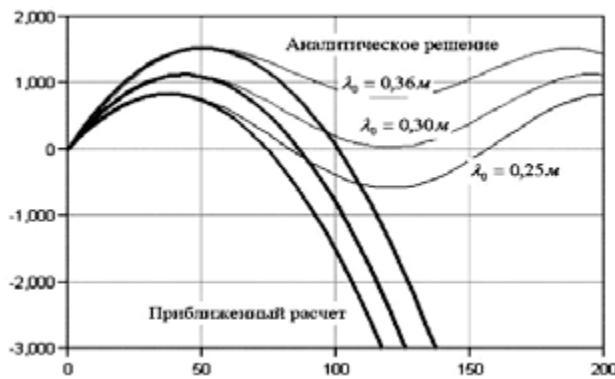
$$J\omega d\omega = m_1 g \frac{\ell_1}{2} \cos \varphi d\varphi - m_2 g \frac{\ell_2}{2} \cos \varphi d\varphi - m_3 g \left( \ell_2 + \frac{\ell_3}{2} \right) \cos \varphi d\varphi - \dots \rightarrow \\ \rightarrow \dots - m_k g (\ell_2 + \ell_3) \cos \varphi d\varphi - c_0 (\lambda_0 - \ell_1 (\sin \varphi_0 - \sin \varphi)) \ell_1 \cos \varphi d\varphi, \quad (1)$$

$$E_k = J \frac{\omega^2}{2} = (A - c_0 \ell_1 (\lambda_0 - \ell_1 \sin \varphi_0)) (\sin \varphi - \sin \varphi_0) + \frac{1}{4} c_0 \ell_1^2 (\cos(2\varphi) - \cos(2\varphi_0)); \\ A = m_1 g \frac{\ell_1}{2} - m_2 g \frac{\ell_2}{2} - m_3 g \left( \ell_2 + \frac{\ell_3}{2} \right) - m_k g (\ell_2 + \ell_3). \quad (2)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{2E_k}{J}}; \quad \varepsilon = \omega \frac{d\omega}{d\varphi}; \quad (3)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{J} \left[ \left( \frac{m_1 \ell_1}{2} - \frac{m_2 \ell_2}{2} - m_3 \left( \ell_2 + \frac{\ell_3}{2} \right) - m_k (\ell_2 + \ell_3) \right) \cdot g - c_0 \ell_1 (\lambda_0 - \ell_1 \varphi) \right] \cdot \cos \varphi - \frac{1}{2J} c_0 \ell_1^2 \sin(2\varphi); \quad (4)$$

$$J = \int_0^{\ell_1} s^2 (\bar{m}_1 ds) + \int_0^{\ell_2} s^2 (\bar{m}_2 ds) + \int_{\ell_2}^{\ell_2 + \ell_3} s^2 (\bar{m}_3 ds) + m_k (\ell_2 + \ell_3)^2 = \\ = \frac{\bar{m}_1 \ell_1^3 + \bar{m}_2 \ell_2^3 + \bar{m}_3 ((\ell_2 + \ell_3)^3 - \ell_2^3)}{3} + m_k (\ell_2 + \ell_3)^2. \quad (5)$$

Рис. 3. Изменение кинетической энергии  $E_k$ 

$E_k$ , Дж, в зависимости от угла поворота рычага  $\phi = 0 \dots 200^\circ$   
(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  $60^\circ$ , 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;  $\gamma$  – угол, образованный горизонтальной

плоскостью и плоскостью лыжи, град.;  $\Delta$  – 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 «лыжапень», Н/м (коэффициент жесткости пня определялся экспериментально – 18...46·106 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  $33 \dots 570$ , при допустимой нагрузке в навесном устройстве трактора ЛХТ-55 или ЛХТ-100 не более 40 кН.

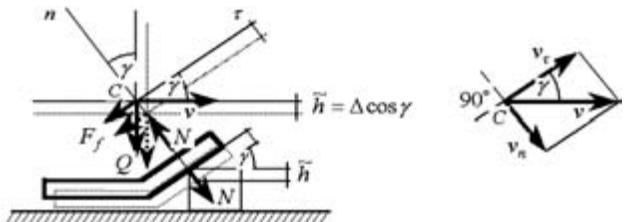


Рис. 4. Расчетная схема соударения лыжи с пнем

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

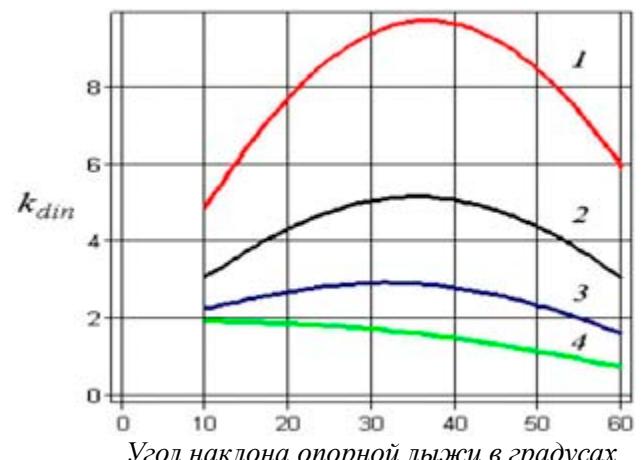


Рис. 5. Зависимость коэффициента динамичности от угла наклона лыжи и скорости агрегата

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;  $\Delta_{din}$  – перемещение по направлению силы  $N_{din}$ , м.

При упругом соударении сила  $N_{din}$  и перемещение  $\Delta_{din}$  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  $k_s^{lyzki}$  и  $k_s^{pochvi}$ , 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  $k_s^{pochvi}$  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:

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

где  $S_b$  – площадь верхнего основания деформатора (лыжи), м<sup>2</sup>;  $P$  – 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.

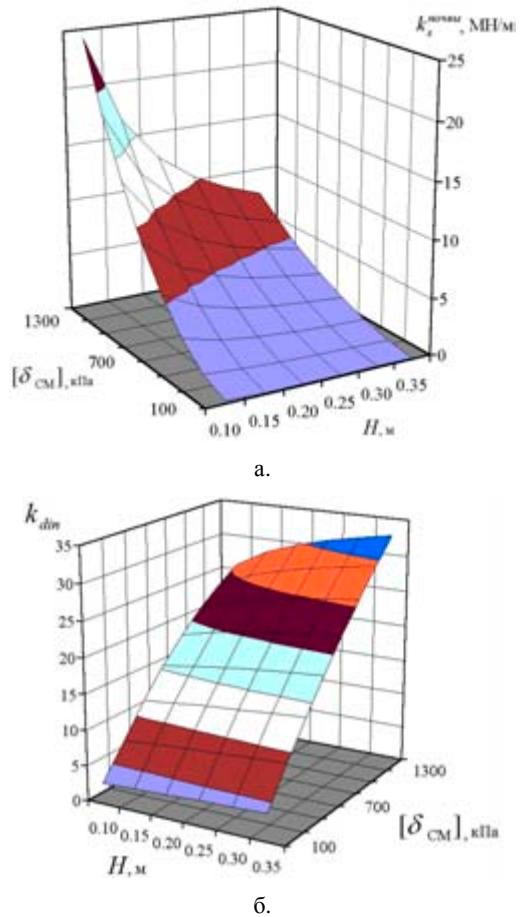


Рис. 6. Параметры процесса падения лыжи с пня  
а – коэффициент жесткости почвы  $k_s^{pochvi}$ ; б – коэффициент динамичности  $k_{din}$

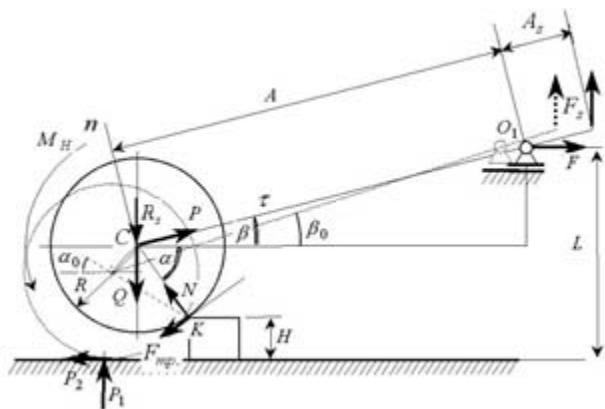
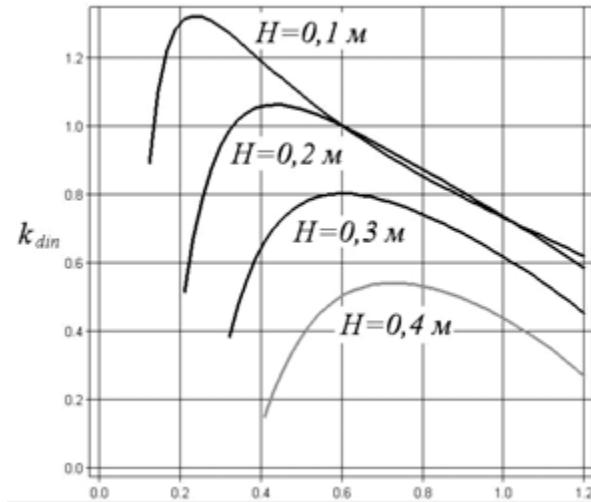


Рис. 7. Модель секции высевающего приспособления

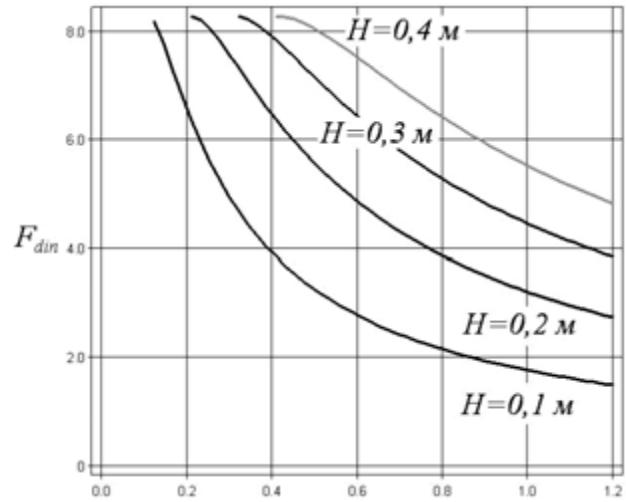
$H$  – высота пня, м;  $R$  – радиус жесткого опорно-приводного колеса, м;  $A$  и  $A_s$  – длины звеньев рычага, м;  $F$  – сила тяги трактора, Н;  $P$  – продольная сила в звене  $CO_1$ ;  $H$ ;  $Q$  – вес, передаваемый на ось колеса, Н;  $F_s$  – сила растяжения пружины, Н;  $k_s$  – коэффициент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

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

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

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.

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

Моделирование падения колеса высевающего приспособления с высоты преодолеваемого пня выполняется с помощью формул (8...10). Коэффициент жесткости почвы  $k_s^{\text{почвы}}$  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;  $\lambda$  – перемещение пружины, соответствующее перемещению приведенной массы, м;  $S$  – остаточное натяжение пружины в позиции, когда колесо оперлось о почву (камень), м.

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

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

## ВЫВОДЫ:

- Представленная методика рекомендуется для оптимального проектирования машины для лесовосстановления на базе лункообразователя типа Л-2У.
- 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

- Судьев Н. Г. Лесохозяйственный справочник для лесозаготовителя. М.: Лесная промышленность, 1989. 328 с.
- Цыпук А. М. Лесохозяйственные машины и их применение: учеб. пособие. В 3 ч. Петрозаводск: Изд-во ПетрГУ, 1999.
- 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 ВИНИТИ 19.02.2007, № 147-В2007.
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.