



УДК 630*332.2.001.57

М.В. Драпалюк, С.Н. Батищев

Воронежская государственная лесотехническая академия

Драпалюк Михаил Валентинович родился в 1975 г., окончил в 1997 г. Воронежскую государственную лесотехническую академию, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой механизации лесного хозяйства и проектирования машин ВГЛТА. Имеет более 90 печатных работ в области механизации лесного хозяйства.

E-mail: Michael1@yandex.ru



Батищев Сергей Николаевич родился в 1985 г., окончил в 2007 г. Воронежскую государственную лесотехническую академию, аспирант кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин ВГЛТА. Имеет 7 печатных работ в области механизации лесного хозяйства.

E-mail: Batishchev-vglta@mail.ru



РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОУДАРНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ УДАЛЕНИЯ ПНЕЙ

На основе математического моделирования выполнено теоретическое исследование новой виброударной машины для удаления пней. Изучено влияние инерционных свойств рубящих органов, а также частоты вращения вала механизма на эффективность работы машины. Уточнена ее конструкция и сформулированы рекомендации для этапа разработки серийной машины.

Ключевые слова: удаление пней, рубящий орган, виброударный механизм, компьютерное моделирование, теоретическое исследование.

При лесовосстановлении на вырубках используется технология понижения пней до уровня почвы. В настоящее время для реализации этой технологии применяют серийные машины, в частности МУП-4. Принцип ее действия основан на двух составляющих: срубании, когда зубья барабана входят в древесину поочередно через некоторый интервал времени, и резании, когда вошедший зуб движется в пне, срезая слой древесины. Специалисты немало потрудились над совершенствованием конструкции самих рабочих органов, параметры которых во многих случаях близки к оптимальным. В то же время недостаточно внимания уделяется другому пути энергосбережения – повышению КПД самого процесса резания за счет внедрения устройств, усиливающих непосредственное воздействие рабочих органов на объект обработки. Проведенная оценка рабо-

ты машин для удаления пней показывает, что производительность можно увеличить, сделав упор на рубящий принцип. Для этого в конструкцию рабочего органа следует включить элементы, запасующие больше кинетической энергии при вращении от вала отбора мощности и отдающие энергию в кратковременные моменты встречи рубящего органа с пнем. Таким рабочим органом является виброударный механизм, состоящий из трех виброударных блоков, расположенных на одной оси. На каждом из них шарнирно закреплено по три рубящих органа (рис. 1, а).

Для определения оптимальных конструктивных и эксплуатационных параметров виброударного рабочего органа была разработана математическая модель механизма. Моделирование в целом основано на методах классической динамики [3, 4, 6]. В рамках

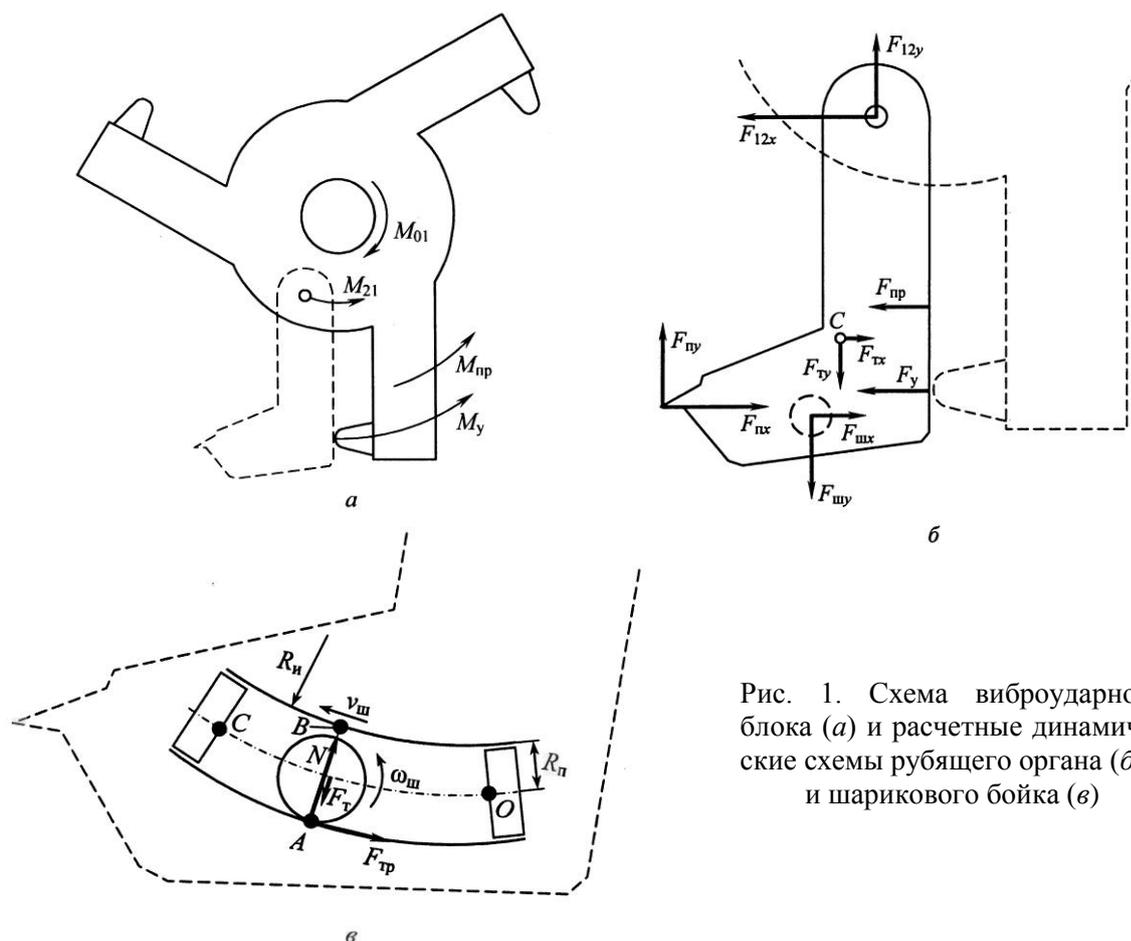


Рис. 1. Схема виброударного блока (а) и расчетные динамические схемы рубящего органа (б) и шарикового бойка (в)

модели виброударный механизм представляется совокупностью отдельных абсолютно твердых тел, взаимодействующих между собой в определенных точках. С учетом принципа работы виброударного рабочего органа принимаем, что он состоит из общего вала и трех виброударных блоков, которые, в свою очередь, содержат ротор и три рубящих органа. В каждом рубящем органе находится направляющая полость, где движется шар-ударник. Таким образом, в модели рассматриваются следующие тела (для каждого тела указаны его кинематические и инерционные параметры):

вал: центральный момент инерции J_0 , кинематические параметры φ_0 , ω_0 ;

ротор (3 шт.): центральный момент инерции J_1 , кинематические параметры φ_1 , ω_1 , ε_1 ;

рубящий орган (9 шт.): масса m_2 , момент инерции и параметры вращательного движения относительно шар-

нира крепления J_2 , φ_2 , ω_2 , ε_2 , координаты центра тяжести x_2 , y_2 , скорости v_{x2} , v_{y2} ;

шар-ударник (9 шт.): момент инерции относительно центра $J_{шц}$ и точки поверхности $J_{шп}$, координаты центра $x_{ш}$, $y_{ш}$, скорости $v_{xш}$, $v_{yш}$.

В рамках модели принимаем, что вал вращается с постоянной угловой скоростью: $\omega_0 = \text{const}$. При этом угловое положение вала φ_0 в любой момент времени t можно рассчитать по формуле

$$\varphi_0 = \omega_0 t. \quad (1)$$

Ротор, упруго связанный с валом, совершает вращательное движение относительно оси, при этом в соответствии со схемой (рис. 1, а) можно записать основное уравнение вращательного движения:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_{01} - M_{21} - M_{np} - M_y. \quad (2)$$

Вращающий момент со стороны вала M_{01} вычисляется в приближении вязкоупругого взаимодействия:

$$M_{01} = c_{01}(\varphi_0 - \varphi_1) - k_{01}(\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1), \quad (3)$$

где c_{01}, k_{01} – коэффициенты жесткости и демпфирования соответственно.

Со стороны рубящего органа на ротор действуют три момента: сил в шарнире M_{21} , упругого взаимодействия пружиной $M_{пр}$, ударной силы на бойке M_y . Момент взаимодействия пружиной рассчитывается как

$$M_{пр} = c_{пр}\Delta\varphi_{пр} - k_{пр}\frac{\Delta\varphi_{пр}}{dt}, \quad (4)$$

где $c_{пр}, k_{пр}$ – коэффициенты жесткости и демпфирования соответственно;

$\Delta\varphi_{пр}$ – текущее сжатие пружины, пересчитанное в величину угла относительно шарнира.

Момент ударной силы на бойке вычисляется по одной из следующих формул:

$$M_y = \begin{cases} 0, & \text{если } \varphi_{12} > \varphi_y; \\ c_y(\varphi_y - \varphi_{12}) - k_y\dot{\varphi}_{12}, & \text{если } \varphi_{12} \leq \varphi_y, \end{cases} \quad (5)$$

где c_y, k_y – жесткость и вязкость ударного взаимодействия соответственно;

φ_{12} – угловое положение рубящего органа по отношению к ротору;

φ_y – угловое положение рубящего органа, при котором он касается бойка ротора.

Благодаря шарнирному креплению рубящий орган может совершать как поступательное, так и вращательное движение в плоскости, перпендикулярной валу (рис. 1, б), поэтому его движение описывается тремя уравнениями:

$$\begin{cases} m_2\ddot{x}_2 = F_{12x} + F_{пр} + F_y - F_{тх} - F_{пх} - F_{шх}; \\ m_2\ddot{y}_2 = F_{12y} + F_{пу} - F_{ты} - F_{шы}; \\ J_2\ddot{\varphi}_2 = -F_{12x}h_{12x} - F_{12y}h_{12y} - F_{прх}h_{прх} - F_{пру}h_{пру} + F_{yx}h_{yx} + F_{yy}h_{yy} - \\ - F_{пх}h_{пх} + F_{пу}h_{пу} - F_{шх}h_{шх} - F_{шы}h_{шы}, \end{cases} \quad (6)$$

где F_{12x}, F_{12y} – декартовы составляющие силы взаимодействия в шарнире;

$F_{тх}, F_{ты}$ – составляющие силы тяжести рубящего органа;

$F_{пх}, F_{пу}$ – составляющие силы ударного взаимодействия со стороны обрабатываемой древесины;

$F_{шх}, F_{шы}$ – то же со стороны шара ударника;

$F_{прх}, F_{пру}$ – то же со стороны пружины;

F_{yx}, F_{yy} – то же со стороны бойка; $h_{12x}, h_{12y}, h_{прх}, h_{пру}, h_{yx}, h_{yy}, h_{шх}, h_{шы}, h_{пх}, h_{пу}$ – соответствующие плечи составляющих сил

относительно центра тяжести S .

В рамках модели направляющая полость, в которой движется шар-

ударник, представлена в виде тороидальной трубы круглого сечения с радиусом $R_{п}$, изогнутой с радиусом $R_{и}$. Полость ограничена двумя «наковальнями» (точки соударения O и C на рис. 1, в). Чтобы шар мог свободно перемещаться вдоль полости, его диаметр принимаем незначительно меньшим диаметра полости: $d_{ш} = 0,95 \cdot 2R_{п}$. Так как при работе виброударного рабочего органа ротор вращается в вертикальной плоскости, в модели рассматриваются случаи касания шаром полости только в диаметрально противоположных точках A и B , лежащих в плоскости, перпендикулярной оси ротора.

В зависимости от того, как движется полость в данный момент времени (равномерное вращательное движение относительно оси ротора, резкое торможение полости при ударе о пень,

разгон ротора после удара), шар-ударник скользит или катится вдоль полости. Возможна комбинация этих видов в кратковременные интервалы смены характера движения.

Принимаем, что на движение шара-ударника, не контактирующего с наковальнями, влияют три силы: тяжести F_T , реакции со стороны полости N , трения $F_{тр}$ в точке соприкосновения с полостью. В зависимости от комбинации сил, положения шара-ударника в полости, скоростей поступательного и вращательного движения возможны различные варианты взаимодействия шара с рубящим органом.

Уравнения движения шара выглядят следующим образом:

$$\begin{cases} m_{ш} \ddot{x}_{ш} = N_x + F_{тшх} + F_{трх}; \\ m_{ш} \ddot{y}_{ш} = N_y + F_{тшу} + F_{тры}; \\ J_{ш} \ddot{\phi}_{ш} = M(N) + M(F_{тш}) + M(F_{тр}) \end{cases} \quad (7)$$

где $m_{ш}$, $x_{ш}$, $y_{ш}$, $\phi_{ш}$ – масса шара-ударника, его декартовы координаты и угол вращения соответственно;

N_x , N_y – составляющие силы реакции опоры о полость;

$F_{тшх}$, $F_{тшу}$ – составляющие силы тяжести шара-ударника;

$F_{трх}$, $F_{тры}$ – составляющие силы трения шара-ударника о полость.

При этом в модели учитывается, что сила реакции опоры зависит от глубины проникновения шара-ударника в полость, а сила трения – от силы реакции опоры, скорости поступательного и вращательного движения шара-ударника. Декартовы составляющие сил N , F_T и $F_{тр}$ рассчитываются, исходя из ориентации направляющей полости по отношению к ротору и ротора по отношению к пню. При дви-

жении шара-ударника по направляющей он может ударяться о крайние точки: главную наковальню (точка C) или ответную (точка O). От формы и расположения направляющей полости зависит эффективность передачи импульса от шара-ударника к рубящему органу. В свою очередь, она определяется возможностью разгона шара-ударника, правильной комбинацией вращательного и скользящего движения, быстротой возврата шара-ударника после удара в исходное положение, влиянием силы тяжести.

Взаимодействие рубящего органа с древесиной пня считается вязкоупругим [3], при этом в процессе компьютерного эксперимента постепенно удаляются «срубленные» элементы пня, т. е. происходит постоянная коррекция его формы.

Интегрирование системы дифференциальных уравнений (1)–(7), составляющих основу модели, осуществляется численным способом с использованием модифицированного метода Эйлера – Коши [1]. Для этой цели разработана компьютерная программа на языке Object Pascal в интегрированной среде программирования Borland Delphi 7 (рис. 2). Получено свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ [5].

При раскручивании рубящего органа (между моментами удара о древесину) он запасает кинетическую энергию. В момент удара, в течение малого промежутка времени, кинетическая энергия высвобождается и превращается в энергию разрушения пня. При этом модель позволяет рассчитать силу F , оказываемую на пень со стороны рубящего органа. Решающее значение имеет максимальное значение силы F_{max} , так как отрыв щепы начинается, если F_{max} превышает некоторую предельную силу, пропорциональную

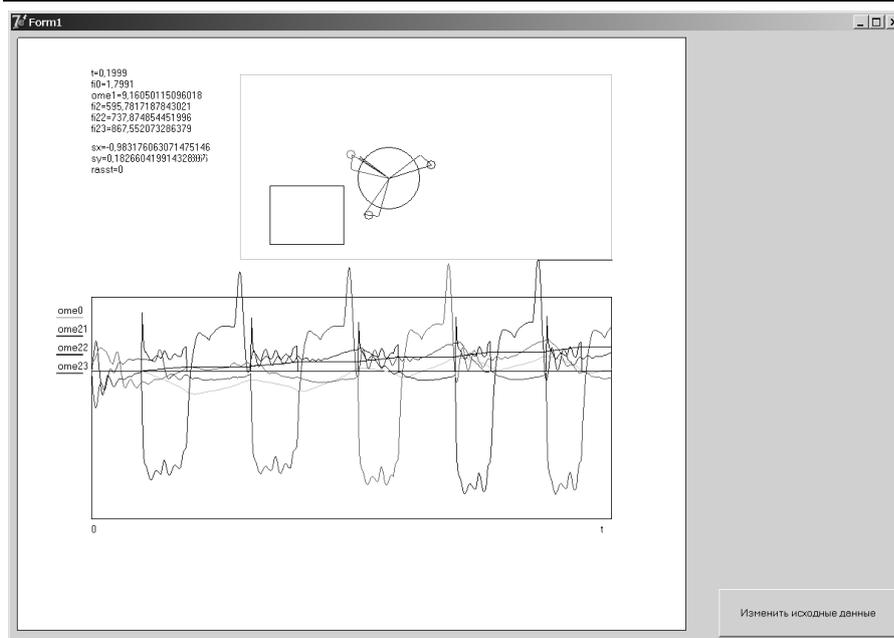


Рис. 2. Результаты моделирования, выводимые на экран разработанной программой

пределу прочности древесины на продольное скалывание. Поэтому в модели в качестве основной выходной характеристики рассматривается зависимость силы от времени $F(t)$ (рис. 3). Подбором параметров механизма необходимо добиться того, чтобы при каждом ударе о древесину пиковое значение силы F_{\max} было как можно больше.

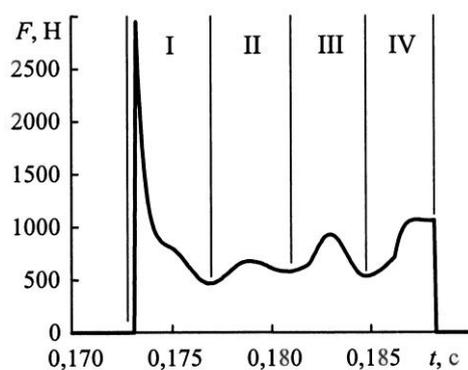


Рис. 3. Типичная зависимость силы F со стороны рубящего органа на древесину от времени t

Несмотря на кажущуюся простоту, разработанный виброударный рабочий орган обеспечивает многоэтапный рубящий эффект. Первый этап (I на рис. 3) соответствует удару лезвия рубящего органа о древесину. Всплеск силы при этом наибольший, так как происходит быстрая остановка

тела значительной массы. На этапе II наблюдается всплеск силы от шара-ударника. Он тем больше, чем больше масса шара-ударника.

На этапе III остановившийся в древесине рубящий орган испытывает удар со стороны упорного бойка, догоняющего рубящий орган при вращении ротора. При этом удар передается древесине, что также вызывает всплеск силы. Наконец, на IV этапе сила начинает непрерывно расти из-за того, что приводной вал передает усилие на пень уже непосредственно, без выраженного участия качающихся масс. Взаимодействие виброударного рабочего органа практически полностью прекращается после того, как отрубается щепка; при этом рубящий орган сходит с пня. Виброударный рабочий орган должен обладать такими параметрами, чтобы всплески силы на этапах I, II и III были как можно больше. Этого можно достигнуть корректным выбором масс, геометрических параметров и подбором жесткостей пружин. Однако, добиваясь увеличения одного из пиков силы, мы сталкиваемся со снижением остальных двух пиков, что является следствием закона сохранения импульса. Поэтому параметры механизма намеренно подбираются

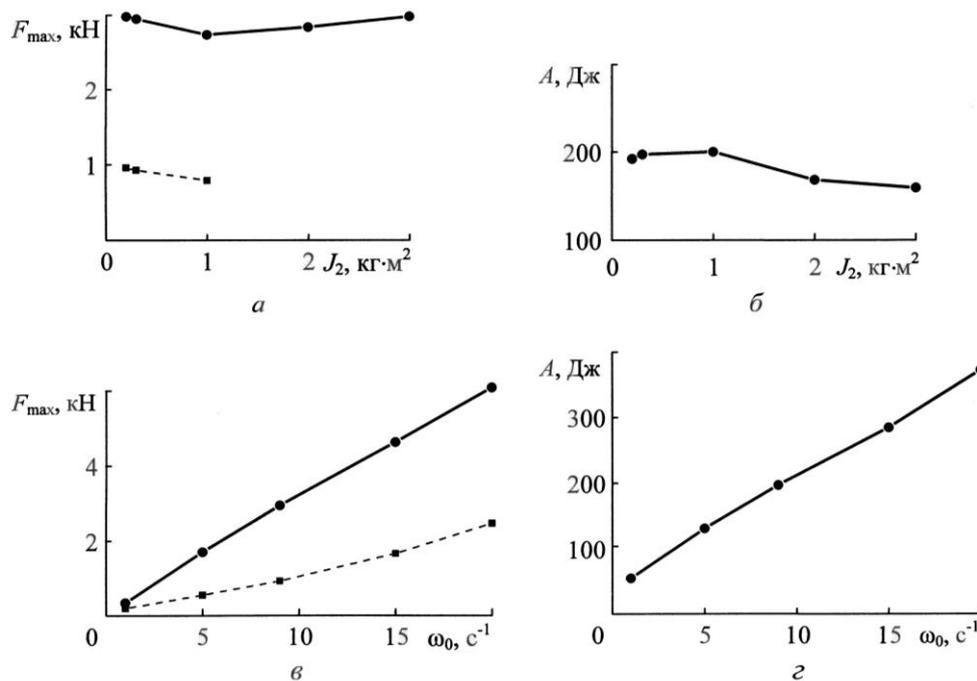


Рис. 4. Влияние момента инерции рубящего органа J_2 (а, б) и частоты вращения вала механизма ω_0 (в, з) на эффективность скальвания древесины

таким образом, чтобы первый всплеск силы был наивысшим, а остальные два (резервные) хоть и меньше, но также явно выражены. На этапе IV ситуация противоположна. Здесь усилие не должно резко расти, в противном случае существенная нагрузка передается в систему привода виброударного механизма, что ведет к резкому увеличению затрачиваемой мощности и может вызвать его поломку.

Для дальнейшего исследования выбраны два наиболее важных параметра виброударного рабочего органа, которые можно изменять в модели [2]. Первым из них является момент инерции рубящего органа J_2 , от которого зависит наибольший всплеск силы на I этапе взаимодействия. Чтобы изучить влияние момента инерции на эффективность удаления пня, проведена серия компьютерных экспериментов, в рамках которых параметру J_2 придавали значения 0,2; 0,3; 1,0; 2,0; 3,0 кг·м².

На рис. 4, а представлен график зависимости максимальной силы, передаваемой древесине от параметра J_2 . Сплошная кривая соответствует высоте пика на этапе I, пунктирная – высоте следующего по величине пика на

этапе III. Моделирование показало, что максимальное значение силы F_{\max} практически не зависит от момента инерции рубящего органа. При малых значениях J_2 рубящий орган, будучи упруго связанным с ротором, имеет возможность хорошо раскручиваться в промежутки времени между двумя последовательными ударами, поэтому приобретает значительную кинетическую энергию за счет скорости. При больших же значениях J_2 рубящий орган из-за высокой инерционности плохо раскручивается ротором, но приобретает необходимую кинетическую энергию за счет массы. Поэтому и при малых, и при больших значениях J_2 виброударный механизм обеспечивает примерно постоянную силу срубания около 3 кН. Дополнительные всплески силы (на этапах II и III) с увеличением J_2 становятся все менее выраженными и при $J_2 > 1,0$ кг·м² исчезают вообще (пунктирная кривая на рис. 4, а обрывается). Причина такой зависимости в том, что с увеличением инерционности рубящего органа ему передается все меньший импульс со стороны как шара-ударника, так и ротора. При массивном рубящем органе практически

вся запасенная шаром-ударником и ротором кинетическая энергия гасится в местах удара металла о металл и почти не передается в место соприкосновения лезвия рубящего органа с древесиной. С этой точки зрения рубящий орган должен иметь момент инерции менее $1,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Получена также зависимость затрачиваемой работы A на одно скалывание от момента инерции J_2 (рис. 4, б). Работа A плавно уменьшается с увеличением момента инерции J_2 , однако незначительно, поэтому рекомендация об использовании легкого рубящего органа ($J_2 < 1,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$) остается в силе.

Вторым важным параметром виброударного рабочего органа, определяющим его производительность, является частота вращения вала механизма ω_0 . С использованием модели провели серию компьютерных экспериментов, в которой параметру ω_0 придавали значения 1, 5, 9, 15 и 20 с^{-1} (рис. 4, в, г). Кривые на рис. 4, в соответствуют кривым на рис. 4, а. И максимальная сила F_{max} , и работа A , затрачиваемые на одно скалывание, возрастают практически линейно с увеличением частоты вращения вала. С точки зрения максимизации пиковой силы F_{max} частота вращения вала должна быть как можно больше. Однако, учитывая рост работы, затрачиваемой на одно скалывание, частота вращения ω_0 не может быть больше некоторой максимальной, соответствующей доступной виброударному механизму мощности. Например, если для привода виброударного рабочего органа используется вал отбора мощности агрегируемого трактора класса ЛХТ-55, доступная мощность составит около 10 кВт.

Таким образом, разработанная модель позволила исследовать влияние основных параметров виброударного рабочего органа на эффективность

удаления пней и на этой основе уточнить конструкцию и сформулировать рекомендации для этапа создания серийной машины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Инженерные расчеты на ЭВМ: справ. пособие / под ред. В.А. Троицкого. Л.: Машиностроение, 1979. 288 с.
2. Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рошин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Колос, 1980. 168 с.
3. Моделирование сельскохозяйственных агрегатов и их систем управления: учеб. для вузов / под ред. А.Б. Лурье. Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1979. 312 с.
4. Расчет и проектирование строительных и дорожных машин на ЭВМ / под ред. Е.Ю. Малиновского. М.: Машиностроение, 1980. 216 с.
5. Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2009613218 РФ. Программа для моделирования виброударной машины удаления пней / С.Н. Батищев, М.В. Драпалюк, В.В. Посметьев; правообладатель ГОУ ВПО «ВГЛТА». № 2009612079; заявл. 04.05.2009; зарег. 19.06.2009.
6. Советов Б.Я., Яковлев С.А. Моделирование систем: учеб. пособие. М.: Высш. шк., 1998. 319 с.

Поступила 29.04.10

M.V. Drapalyuk, S.N. Batishchev

Voronezh State Academy of Forestry and Technology

Theoretical Study Results of Vibratory Impact Machine for Stump Removal

Theoretical study of a new vibratory impact machine for stump removal is carried out based on the mathematical model. The effect of cutting bodies inertia and shaft rotation frequency on the operating efficiency of the machine is studied. The machine design is specified and recommendations are formulated for the serial machine development.

Keywords: stump removal, cutting body, vibratory impact machine, computer simulation, theoretical study.