

УДК 630*363.7

В. Н. Лой, кандидат технических наук, доцент, декан (БГТУ);
А. О. Германович, магистр технических наук, аспирант (БГТУ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ САМОХОДНОЙ РУБИЛЬНОЙ МАШИНЫ С АВТОНОМНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

Мобильные рубильные машины широко применяются в Республике Беларусь для получения возобновляемого вида топлива. Измельчение древесного сырья в топливную щепу с применением мобильной рубильной машины сопровождается вибрацией ее агрегатов и модулей, учет которой необходим при проектировании данной техники. Разработана математическая модель самоходной рубильной машины с автономным двигателем, которая позволяет обосновать рациональные параметры и сделать вывод о соответствии этих параметров условиям работы.

Mobile chippers are widely applied in the Republic of Belarus for the renewable fuel. Chopping wood raw material in fuel chips accompanied by vibration units and modules, mobile chipper, whose consideration is needed in the design of the technique. A mathematical model of self-propelled chipper self engine that allows you to justify the rational parameters and to conclude that the terms of these parameters.

Введение. В настоящее время во многих странах мира наблюдается повышение интереса к возобновляемым источникам энергии. Это связано с непрерывно уменьшающимися запасами ископаемых энергоносителей, ухудшением экологии, связанной с газовыми выбросами, приводящими к парниковому эффекту, а также стремлением многих стран к энергонезависимости и энергобезопасности. Одним из таких источников энергии является древесина. Переработка отходов лесозаготовок при помощи мобильных рубильных машин является одной из наиболее доступных и в то же время эффективных технологий переработки древесины на топливную щепу [1].

Работа мобильной рубильной машины связана с резко-переменным характером воздействия технологической или полезной нагрузки. Вследствие этого при измельчении древесного сырья появляются колебания, учет которых необходим при проектировании рубильной машины.

Длительное воздействие вибрации вызывает негативные изменения физиологических функций человека. Объективно неблагоприятное действие вибрации выражается в виде пониженной работоспособности, головных болей, бессонницы, некоторого нарушения координации движения, снижения чувствительности

пальцев и других проявлений, что в итоге приводит к снижению производительности работы непосредственно самого оператора, а следовательно, и к снижению производительности рубильной машины в целом.

Основная часть. В процессе измельчения древесного сырья к резцам прикладываются усилия (P), величины которого зависят от сопротивления резанию (рис. 1). Усилие (P), которое приложено к резу, в процессе резания изменяется. Оно достигает максимума при внедрении и падает до наименьшего значения в момент отделения щепы от древесного сырья [2, 3]. Такое изменение усилий резания приводит к вынужденным колебаниям рубильного агрегата. Возмущающее (момент M) воздействие от периодически изменяющихся сил резания можно представить в виде функции, изменяющейся по гармоническому закону [4]:

$$M = M_0 \sin \omega t. \quad (1)$$

Исследование динамики рубильной машины на мобильном шасси невозможно без учета работы двигателя как источника заданной мощности. Вопросы математического описания работы двигателя решались исследователями по-разному в зависимости от поставленных задач и требуемой точности приближений.

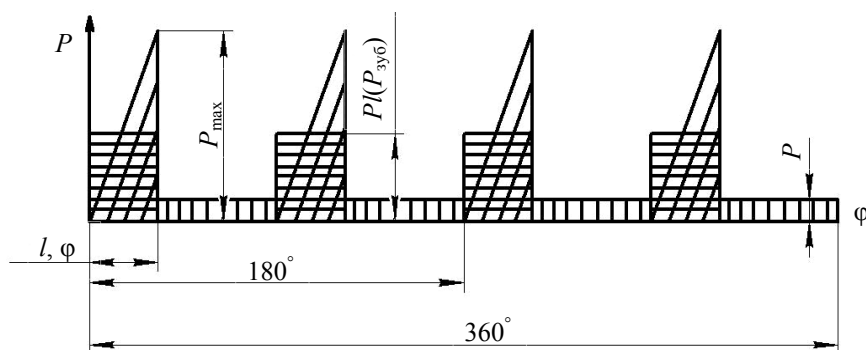


Рис. 1. Работа силы резания при срезании элементов щепы

Так, И. Б. Барский, В. Я. Анилович и Г. М. Кутюков [5] в соответствующих расчетах задавались мгновенным значением крутящего момента двигателя по скоростной характеристике, в литературе [6] разработана модель двигателя в функции крутящего момента от положения рейки топливного насоса и частоты вращения коленчатого вала. Аналогичное математическое описание двигателя используется в литературе [7]. В работе Ю. В. Хромова [8] двигатель определяется частичными скоростными характеристиками, а в источнике [9] – частичными регуляторными.

Для рассматриваемой динамической системы моделирование работы двигателя в функции крутящего момента от частоты вращения производилось по регуляторной характеристике. Крутящий момент двигателя на регуляторной и коректорных ветвях характеристики в функции от частоты вращения (n) определялся по следующим зависимостям соответственно [10]:

$$M_d = \frac{(n_x - n) \cdot M_{en}}{n_x - n}; \quad (2)$$

$$M_d = M_{e_{max}} - \left(\frac{n}{n_H} - \frac{\alpha}{1 - \alpha} \right)^2 \cdot (M_{e_{max}} - M_e), \quad (3)$$

где n_x – частота вращения двигателя на холостом ходу, M_{en} – номинальный крутящий момент двигателя, $M_{e_{max}}$ – максимальный крутящий момент двигателя; α – коэффициент степени снижения частоты вращения коленчатого вала.

Таким образом, для получения наиболее полного представления о процессе колебаний рубильной машины на мобильном шасси необходимо учитывать комплексное воздействие возмущений от крутящего момента двигателя и неравномерного процесса измельчения древесного сырья, действующих на эквивалентную систему.

На основании исследования физических моделей (опытных образцов) мобильных рубильных машин, отражающих взаимодействия подсистем машины, таких как двигатели, привод, рубильный агрегат, а также возмущающих факторов была составлена расчетная схема математической модели работы машины (рис. 2). При этом распределение массы машины, привода рубильного агрегата заменены сосредоточенными, соединенными безинерционными упругодемпфирующими связями, т. е. реальная динамическая система с бесконечным числом степеней свободы заменена схемой с конечным числом степеней свободы.

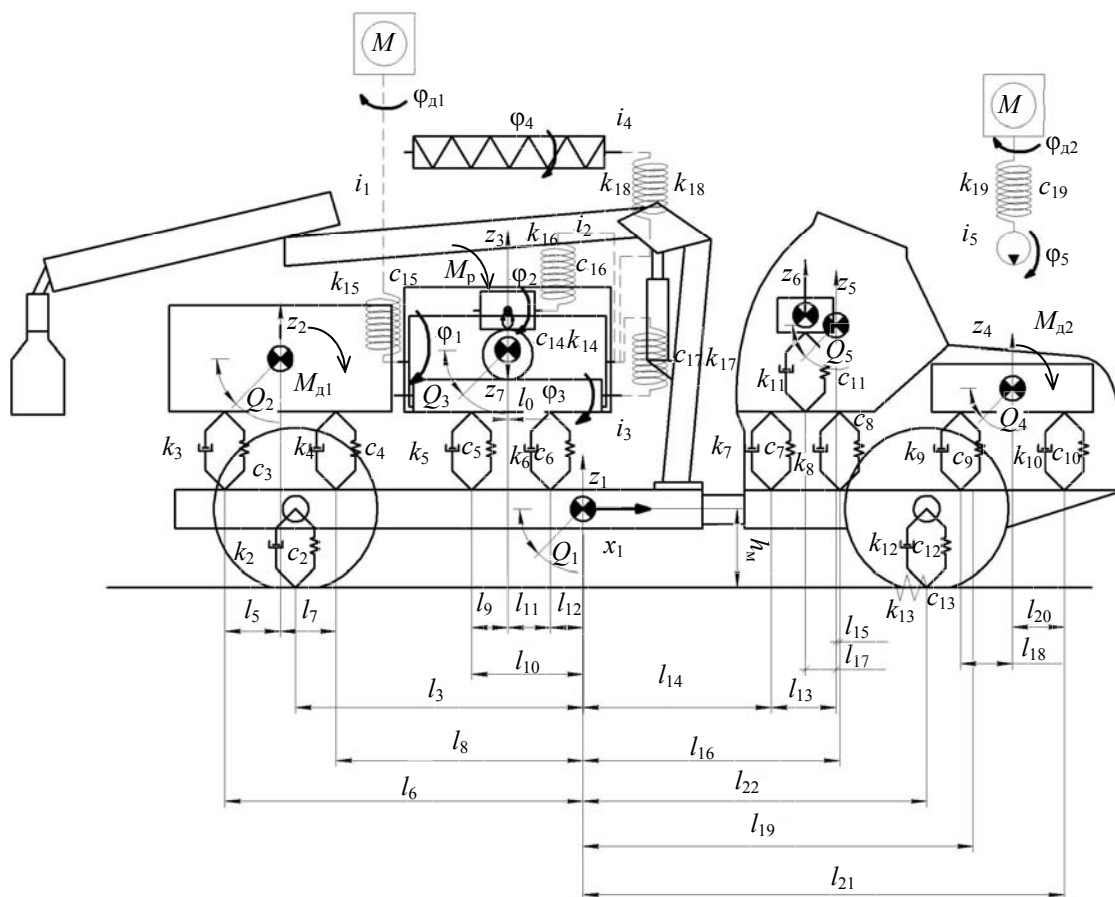


Рис. 2. Расчетная схема математической модели работы рубильной машины на мобильном шасси

Основными упругодемпфирующими элементами рубильной машины на мобильном шасси являются: шины, оборудование, кабина, кресло оператора и двигатель.

Каждой дискретной массе исследуемой машины соответствует независимая, изменяющаяся во времени координата (степень свободы).

Основной задачей динамического исследования является определение движения системы, элементы привода рубильного агрегата, т. е. нахождение независимых, изменяющихся по времени координат (степеней свободы), характеризующих положение всех масс данной системы.

Имитационная модель указанной машины включает множество упругих и демпфирующих элементов, массы которых при наличии возмущений колеблются, что отражается на динамике работы машины, нагруженности агрегатов и узлов, а также оказывает вредное воздействие на оператора.

При построении расчетной схемы рубильной машины на мобильном шасси приняты следующие общепринятые допущения: распределенные массы машины заменены сосредоточенными, которые соединены между собой безынерционными упругодемпфирующими связями; высокочастотные колебания шестерен, валов и других деталей привода как со сосредоточенными, так и распределенными параметрами не рассматриваются; упругие характеристики шин – квазилинейные, а силы неупругого сопротивления – пропорциональные скорости деформации [11, 12].

Расчетная динамическая схема имеет двадцать степеней свободы, описывающих колебания в продольной вертикальной плоскости. Положение рубильной машины на мобильном шасси определяется следующими обобщенными координатами: углом поворота коленчатого вала двигателей – $\varphi_{д1}, \varphi_{д2}$; углами поворота механизма привода рубильного барабана, прижимного ролика, подающего транспортера, винтового конвейера, насоса гидросистемы технологического оборудования – $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$ соответственно; вертикальными, продольными и угловыми перемещениями центров тяжести базовой машины, двигателя привода рубильного барабана, рубильного агрегата, двигателя базой машины, кабины, кресла оператора, древесного сырья – $z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6, z_7, x_1, Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5$ соответственно.

Расчетная динамическая схема работы рубильной машины имеет обозначения: $c_2, c_3, c_4, c_5, c_6, c_7, c_8, c_9, c_{10}, c_{11}, c_{12}, c_{14}, k_2, k_3, k_4, k_5, k_6, k_7, k_8, k_9, k_{10}, k_{11}, k_{12}, k_{14}$ – коэффициенты вертикальной жесткости (Н/м) и сопротивления (Н·с/м) шин, креплений двигателя привода рубильного барабана, рубильного агрегата, кабины, двигателя базовой машины, кресла оператора,

прижимного подающего ролика соответственно; c_{13}, k_{13} – коэффициенты горизонтальной жесткости (Н/м) и сопротивления (Н·с/м) передних шин и почвогрунта, приведенные к точкам контакта колес машины с опорной поверхностью; $c_{15}, c_{16}, c_{17}, c_{18}, c_{19}, k_{15}, k_{16}, k_{17}, k_{18}, k_{19}$ – коэффициенты угловой жесткости (Н) и сопротивления (Н·с) валов привода рубильного барабана, прижимного, подающего ролика, подающего транспортера, винтового конвейера, привода гидросистемы технологического оборудования соответственно; i_1, i_2, i_3, i_4, i_5 – передаточные числа приводов рубильного агрегата и гидросистемы технологического оборудования; h_m – вертикальная координата центра тяжести машины, м; $l_3, l_4, l_5, l_6, l_7, l_8, l_9, l_{10}, l_{11}, l_{12}, l_{13}, l_{14}, l_{15}, l_{16}, l_{17}, l_{18}, l_{19}, l_{20}, l_{21}$ – горизонтальные координаты, м; $M_{д1}, M_{д2}, M_p$ – возмущающие моменты двигателя привода рубильного агрегата, двигателя привода гидросистемы технологического оборудования, рубильного агрегата, Н·м.

Для составления системы дифференциальных уравнений, входящих в состав математической модели, описывающей колебательные процессы, которые происходят с рубильной машиной на мобильном шасси во время ее работы, использовали уравнение Лагранжа второго рода:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (4)$$

где T и Π – кинетическая и потенциальная энергии системы соответственно, Дж; R – диссипативная функция Релея, Дж; q_i – обобщенная координата; Q_i – внешние обобщенные силы, Н.

При подстановке выражения кинетической, потенциальной энергий и диссипативной функции Релея рубильной машины на мобильном шасси в уравнение Лагранжа второго рода получена система дифференциальных уравнений, которая описывает колебательные процессы, происходящие с машиной в процессе измельчения древесного сырья.

Решение системы дифференциальных уравнений второго порядка производилось с помощью системы программирования MathCAD 14. В результате решения системы дифференциальных уравнений получены матрицы отклонений каждой степени свободы и их первые производные в зависимости от времени протекания процесса (рис. 3, 4).

Массово-геометрические параметры, необходимые для описания исследуемой динамической системы, были приняты с учетом существующих аналогов самоходных рубильных машин с автономным двигателем. Моменты инерции агрегатов и элементов приводов рубильной машины получены расчетным путем.

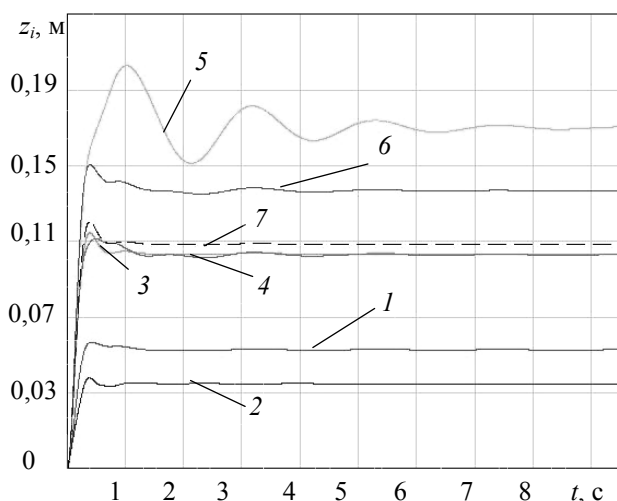


Рис. 3. Изменение вертикальных перемещений центров тяжести:

1 – базовой машины; 2 – двигателя привода рубильного барабана; 3 – рубильного модуля; 4 – двигателя базой машины; 5 – кабины; 6 – кресла оператора; 7 – древесного сырья

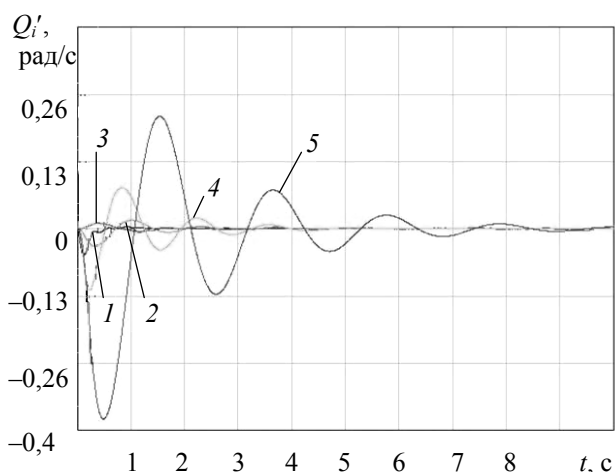


Рис. 4. Изменение скорости

угловых перемещений центров тяжести:
1 – базовой машины; 2 – двигателя привода рубильного барабана; 3 – рубильного модуля; 4 – двигателя базовой машины; 5 – кабины

Максимальные амплитуды колебаний наблюдаются в начальный период работы рубильной машины, а при $t > 9$ с, вследствие наличия упругодемпфирующих элементов, колебания затухают. Аналогичное явление наблюдается и с изменениями скоростей вертикальных перемещений центров тяжести остова, рубильного модуля, кабины и оператора.

Заключение. Исследование динамических процессов, происходящих при работе рубильной машины на мобильном шасси с автономным двигателем, при помощи математической модели позволяет обосновать ее рациональные пара-

метры (жесткость виброизолирующих элементов, шин, компоновка) и сделать вывод о соответствии этих параметров условиям работы.

Снижение воздействий вибрации на самоходную рубильную машину приведет к повышению ее производительности, а также к уменьшению затрат на ее эксплуатацию.

Литература

1. Федоренчик, А. С. Энергетическое использование низкокачественной древесины и древесных отходов / А. С. Федоренчик, А. В. Ледницкий. – Минск: БГТУ, 2010. – 446 с.

2. Вальщиков, Н. М. Рубильные машины / Н. М. Вальщиков. – Л.: Машиностроение, 1970. – 328 с.

3. Бершадский, А. Л. Резание древесины / А. Л. Бершадский, Н. И. Цветкова. – Минск: Выш. школа, 1975. – 304 с.

4. Белов, В. В. Динамика машин и виброзащита: учеб. пособие / В. В. Белов, Г. М. Хвесько. – Минск: БГТУ, 2009. – 129 с.

5. Барский, И. Б., Динамика трактора / И. Б. Барский, В. Я. Анилович, Г. М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.

6. Симанович, В. А. Обоснование приемов трелевки и параметров технологического оборудования колесных тракторов кл. 30 кН с целью повышения их тягово-сцепных свойств: дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / В. А. Симанович. – Минск, 1985. – 266 л.

7. Клоков, Д. В. Обоснование параметров и оценка динамических показателей лесной колесной погрузочно-транспортной машины: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / Д. В. Клоков; Белорус. гос. технол. ун-т. – Минск, 2001. – 20 с.

8. Хромов, Ю. В. Расчетно-экспериментальное определение динамических характеристик автотракторных дизелей / Ю. В. Хромов // Автомобильная промышленность. – 1965. – № 2. – С. 5–7.

9. Марков, В. А. Формирование частичных регуляторных характеристик дизеля / В. А. Марков // Автомобильная промышленность. – 2002. – № 6. – С. 7–12.

10. Тракторы. Дипломное проектирование / А. Ф. Андреев [и др.]; под ред. В. В. Бутько – Минск: Выш. шк., 1985. – 158 с.

11. Лой, В. Н. Улучшение тягово-сцепных свойств и проходимости колесной трелевочной машины на базе трактора «Беларусь»: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / В. Н. Лой; Белорус. гос. технол. ун-т. – Минск, 2003. – 20 с.

12. Жуков, А. В. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний / А. В. Жуков, Л. И. Кадолко. – Минск: Наука и техника, 1978. – 264 с.

Поступила 20.02.2013