

УДК 630.36

ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ХАРВЕСТЕРНЫХ МАШИН

Мохов С.П., Арико С.Е., Симанович В.А. (БГТУ)

Разработана математическая модель взаимодействия харвестера с предметом труда, которая позволила определить вертикальные и продольно-угловые колебания лесозаготовительной машины, технологического оборудования и дерева с учетом наиболее характерных условий работы. Представлены результаты теоретических исследований нагруженности элементов технологического оборудования валочно-сучкорезно-раскряжевочной машины.

Введение

В связи с реализацией принципов устойчивого лесопользования мировые лесные державы инвестируют значительные материальные ресурсы в области, связанные с созданием и внедрением высокоэффективных технологических процессов, направленных на сохранение и приумножение лесных богатств.

Сортиментная технология на базе комплекса машин «харвестер–форвардер» позволяет увеличить долю древесины, заготавливаемую при несплошных рубках, сократить расходы по уходу за лесом, обеспечить высокую совместимость машин с окружающей средой. Кроме того, она может явиться составной частью комплексного технологического процесса, позволяющего более полно использовать все компоненты древесной биомассы и в частности, получать топливную щепу, что очень важно с точки зрения получения энергии из альтернативных источников.

В настоящий момент РУП МТЗ разрабатывает валочно-сучкорезно-раскряжевочную машину для рубок промежуточно пользования. Для более полной оценки параметров создаваемой машины возникла необходимость рассмотрения процессов нагружения элементов технологического оборудования и базового шасси. Это связано с тем, что современные отечественные лесные машины создаются на базе серийно выпускаемого базового шасси, которое требует конструктивных изменений ввиду специфики предмета труда и возникающих в процессе выполнения технологических операций динамических нагрузок.

Математическая модель взаимодействия валочно-сучкорезно-раскряжевочной машины с предметом труда

Рассматривая рабочий цикл харвестера выделяют следующие операции: 1) валку; 2) обрезку от сучьев; 3) раскряжевку древесины; 4) подсортировку сортиментов. При выполнении данных операций наибольшая нагруженность элементов технологического оборудования возникает при валке деревьев.

Методики определения нагруженности металлоконструкций манипуляторов и шасси машин разрабатывались многими авторами [1-4]. Однако они не учитывают целого ряда факторов, что вносит существенные погрешности при оценке динамической нагруженности. Учитывая динамические модели представленные Р. Люмановым [5], В.Ф. Кушляевым [6] разработана общая расчетная схема (рисунок 1) харвестера при валке дерева, учитывающая колебания базового шасси, шин, металлоконструкции манипулятора, установленного на вторичной подвеске, захватно-срезающего устройства и дерева как упругой системы.

С учетом того, что харвестер с любой стоянки валит и обрабатывает деревья, растущие в рабочей зоне манипулятора (до 270 град), критическим принимается случай когда манипулятор находится под углом 90 град, к продольной оси машины и валка производится «от себя». В данном случае корпус машины совершает как вертикальные так и поперечно-угловые колебания, что и соответствует приведенной расчетной схеме (рисунок 1).

Динамическая система имеет 10 степеней свободы, которые описываются обобщенными координатами $z_1 - z_{10}$, учитывающими вертикальные (z_1, z_3), поперечно-угловые (z_2, z_4, z_5, z_6) перемещения корпуса лесной машины, опорно-поворотного основания, стрелы и рукояти манипулятора, вертикальные перемещения (z_7) захвата и дерева (в точке O_3), угловое перемещения ствола (z_8) и, соответственно, линейные перемещения (z_9, z_{10}) дискретных масс m_2 и m_3 дерева.

На расчетной схеме помимо обобщенных координат и размерных параметров приведены следующие принятые обозначения: M_t, M_k, M_c и M_p - массы базового шасси машины, опорно-поворотной конструкции манипулятора, стрелы и рукояти, а $c_{л}, c_{п}$ и $c_{мл}, c_{мп}$ - вертикальные жесткости шин и подрессоренной опорно-поворотного основания манипулятора; m_1, m_2, m_3 - дискретные массы дерева; c_s, c_p, c_4 и c_5 - изгибные жесткости стрелы, рукояти, соответствующих участков свода дерева; P_c, P_p, P_{13} - движущие силы в штоках стрелы, рукояти и захватно-срезающего устройства; P_z и P_x - вертикальная и горизонтальная составляющие реакций дерева в зажимах ЗСУ при падении; P_z - усилие сталкивания; F_x - ветровая нагрузка на крону дерева; G_d - вес дерева; M - приведенная масса ЗСУ и комлевой части дерева; $k_{л}, k_{п}, k_{мл}, k_{мп}$ - коэффициенты сопротивления учитывающие диссипативные свойства упругих элементов.

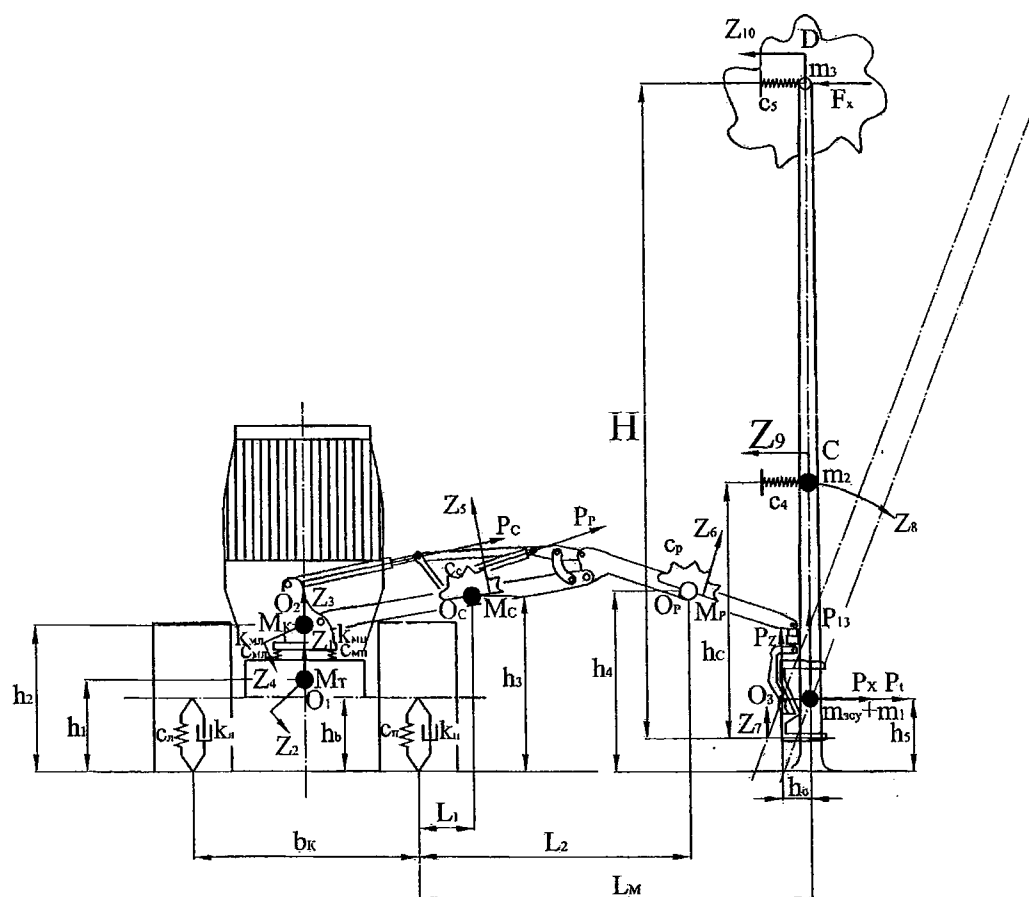


Рисунок 1. Общая динамическая расчетная схема харвестера при валке дерева

Решение задачи по оценке динамики системы рассматривалось поэтапно, исключая процессы наводки ЗСУ на дерево, его зажим и спиливание как нехарактерные с точки зрения

динамического нагружения системы. Процесс динамического взаимодействия машины и предмета труда начинается с момента отрыва дерева от пня и его подъема на высоту 0,5...0,9 м в вертикальном направлении; второй этап характеризуется падением дерева и одновременным перемещением комлевой части дерева в горизонтальном направлении в сторону, противоположную валке, что способствует снижению динамических нагрузок, передаваемых на манипулятор. Последний этап – удар вершинной части дерева о грунт и послеударные колебания ствола. Все этапы сопровождаются колебаниями базового шасси и элементов технологического оборудования. Для решения вопроса связанного с оценкой нагруженности элементов технологического оборудования проведен комплекс теоретических и экспериментальных исследований.

При моделировании и математическом описании процесса валки дерева рассматривались две независимых подсистемы «шасси – технологическое оборудование» и «дерево», а взаимодействие между ними учитывалось соответствующими уравнениями связи. Этап удара и последующие колебания рассматриваются в общей системе, которая решается совместно с уравнениями свободного падения дерева [2, 5].

Первый период валки характеризуется отклонением ствола на некоторый угол, соответствующий началу свободного падения дерева, которое описывается уравнением:

$$J\ddot{z}_8 - m_1 h_5 \ddot{z}_8 - m_2 h_c \ddot{z}_8 - m_3 H \ddot{z}_8 = P_t h_5 - F_x H.$$

Второй этап – свободное падение дерева описывается системой, согласно которой ось вращения дерева проходит через шарнир ЗСУ, при этом учитывается изменение момента инерции дерева, за счет смещения точки вращения, а также инерционность ЗСУ:

$$\begin{aligned} (m_1 h_5 + m_2 h_c + m_3 H)(\ddot{z}_8 \cos(z_8) - \dot{z}_8 \sin(z_8)) &= P_x + P_t - F_x; \\ -(m_1 h_5 + m_2 h_c + m_3 H)(\ddot{z}_8 \sin(z_8) + \dot{z}_8 \cos(z_8)) &= P_z - (m_1 + m_2 + m_3)g; \\ J\ddot{z}_8 &= (m_1 h_5 + m_2 h_c + m_3 H) \sin(z_8) - F_x H \cos(z_8) + P_t h_5. \end{aligned}$$

В данной системе воздействие ветровой нагрузки компенсируется введением управляемого силового фактора P_t .

Оценка нагруженности элементов технологического оборудования

Динамические нагрузки, преодолеваемые звеньями манипулятора в процессе работы, и технологическое время цикла зависят от совершенства кинематической и гидравлической схем, элементов гидроуправления, а также возможности совмещения движений звеньев.

Одним из путей повышения производительности и снижения динамических нагрузок является совмещение движений двух и более звеньев гидроманипулятора (одновременное перемещение стрелы и рукояти).

Согласно вышеизложенному производилась оценка характера динамического процесса взаимодействия харвестера и дерева при валке для расчетного варианта специальной лесной машины. При этом учитывалось, что масса машины составляет 12 т., на ней установлен гидроманипулятор параллельного типа с вылетом 9,5 м., максимальным грузовым моментом брутто не менее 120 – 130 кН·м, и харвестерная головка обеспечивающая обработку деревьев с максимальным диаметром в месте спиливания при валке 50 – 55 см.

В результате проведенных теоретических исследований получены зависимости изменения вертикальных перемещений центра масс базового шасси (Z_1) и основания манипулятора (Z_3), поперечно-угловых колебаний центра масс базового шасси (Z_2) и основания манипулятора (Z_4), угловых колебаний центра масс стрелы (Z_5) и рукояти манипулятора (Z_6), вертикальных перемещений центра масс ЗСУ и приведенной массы m_1 (Z_7), приведенных масс m_2 (Z_9) и m_3 (Z_{10}), усилий P_z и P_x при валке дерева.

Показанные на рисунке 2 зависимости перемещения центра масс базового шасси и основания манипулятора изменяются в соответствии с принятыми условиями. До $t=0,91$ с, соответствующего отрыву дерева от пня и подъему ствола на некоторую высоту, происходит незначительное изменение перемещений и колебания. После этого начинается период падения

(2,56 с) и период колебания (3,96 с). Характер изменения рассматриваемых зависимостей определяется изменением усилий P_Z и P_X , которые учитывают перераспределение масс в плоскости, процессы свободного падения, удара дерева о почву и последующие колебания передаваемые от дерева к системе «шасси - технологическое оборудование».

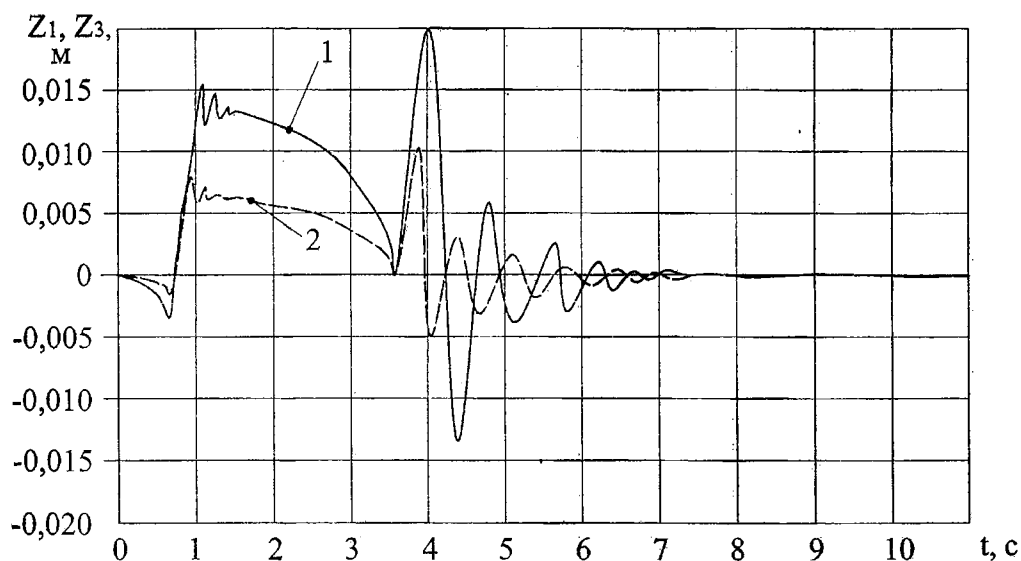


Рисунок 2. Зависимости изменения вертикальных перемещений центра масс базового шасси (Z_1) и основания манипулятора (Z_3):

- 1 - вертикальные перемещения центра масс базового шасси (Z_1),
- 2 - вертикальные перемещения основания манипулятора (Z_3)

Характер изменения усилий P_Z и P_X имеет ярко выраженный колебательный характер, данные силы являются знакопеременными и имеют максимальные положительные значения 15,2 и 8,1 кН и отрицательные значения 41,7 и 30,3 кН соответственно.

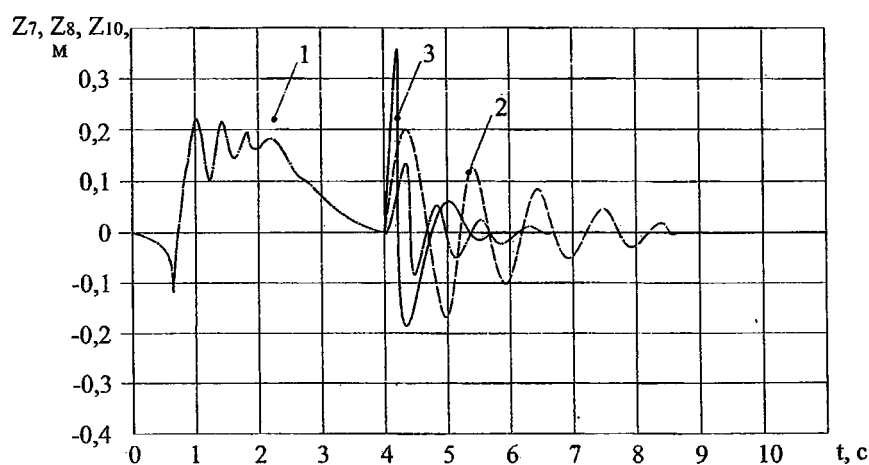


Рисунок 3. Вертикальные перемещения центра масс ЗСУ и приведенной массы m_1 (Z_7), приведенных масс m_2 (Z_9) и m_3 (Z_{10}):

- 1 - вертикальные перемещения центра масс ЗСУ и приведенной массы дерева m_1 (Z_7),
- 2 - вертикальные перемещения приведенной массы m_2 (Z_9),
- 3 - вертикальные перемещения приведенной массы m_3 (Z_{10})

Согласно полученным результатам наибольшее изменение угловых параметров при валке возникает в процессе колебания базового шасси и достигает 0,094 рад, а наименьшее

изменение угловых параметров соответствует изменению положения основания манипулятора, что связано с высоким коэффициентом жесткости и демпфирования.

Вертикальные колебания в точке приложения массы ЗСУ и приведенной массы m_1 дерева начинается с момента начала сталкивания, что связано с предварительным натягом, а перемены масс m_2 и m_3 начинается только с момента удара дерева при его падении. Это связано с тем, что до удара дерева эти массы учитывались моментом инерции и изменением усилий P_z и P_x . Данное условие позволяет исключить погрешность за счет рассмотрения процесса движения дерева при падении через закон сохранения импульса. При рассмотрении процесса валки максимальное значение для Z_7 составило 0,21 м., для Z_9 – 0,20 м., для Z_{10} – 0,34 м (рисунок 3).

Исследование изменения усилия P_z от объема дерева показывают, что с увеличением объема пачки на $0,1 \text{ м}^3$ усилие возрастает в 1,3 раза и при объеме дерева $0,5 \text{ м}^3$ (диаметр около 0,24 м) составляет 52,6 кН.

Исследованиями также установлено, что время технологического цикла при использовании манипулятора параллельного типа сокращается в 1,47 раза. С точки зрения динамики взаимодействия харвестера с предметом труда, манипуляторы данного типа имеют преимущество по сравнению с другими заключающееся в снижении пиковых усилий за счет распределения динамической нагрузки между гидроцилиндрами привода составных элементов гидроманипулятора.

Заключение

Сравнивая полученные результаты исследований нагруженности технологического оборудования, учитывая динамические процессы взаимодействия валочно-сучкорезно-раскряжевой машины с предметом труда, и нагрузки полученные в результате статического рассмотрения процесса можно сделать вывод о том, что для увеличения надежности и долговечности работы узлов и агрегатов данной машины необходимо учитывать изменение коэффициента динамичности. Данный показатель может изменяться в пределах от 1,2 до 3,5 в зависимости от параметров обрабатываемой древесины, что определяется видом рубок (для рубок промежуточного пользования средний объем ствола находится в пределах $0,12\text{--}0,23 \text{ м}^3$, а для сплошных может достигать $0,5 \text{ м}^3$).

Литература

1. Александров В.А. Моделирование технологических процессов лесных машин / В.А. Александров // М.: Экология, 1995.
2. Жуков А.В. Проектирование лесопромышленного оборудования / Учебник для вузов / А.В. Жуков // Мн.: Выш. шк., 1990.
3. Жуков А.В., Леонович И.И. Колебания лесотранспортных машин / А.В. Жуков, И.И. Леонович // Мн., 1973.
4. Жуков А.В., Кадолко Л.И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний / А.В. Жуков, Л.И. Кадолко // Мн., 1978.
5. Люманов Р. Машинная валка леса / Р. Люманов // М.: Лесная промышленность, 1990.
6. Кушляев В.Ф. Лесозаготовительные машины манипуляторного типа / В.Ф. Кушляев // М.: Лесная промышленность, 1981.