

Это превышение составляет не более 9—10%. Причем, с увеличением объема дерева экспериментальные значения приближаются к теоретическим.

Наибольшее несовпадение экспериментальных и теоретических данных наблюдается у деревьев породы береза и сосна, наименьшее — у ели и осины.

Экспериментальные значения потребной величины ударного импульса для деревьев объемом до $0,75 \text{ м}^3$ больше теоретических на 10—14% для деревьев объемом от $0,75 \text{ м}^3$ до $1,25 \text{ м}^3$. Эти данные близки друг к другу, а для деревьев объемом свыше $1,25 \text{ м}^3$ они меньше теоретических на 7—11%.

Одной из причин расхождения экспериментальных данных ударного импульса и угловой скорости поворота дерева с теоретическими является изменение соотношения массы дерева и ударника. Чем больше масса дерева, при постоянной массе ударника, тем больше потерь энергии на деформацию дерева. Это явление сопровождается изменением коэффициента восстановления.

Максимальная ударная сила, зафиксированная на осциллограмме при подбиве комля осины объемом $2,0 \text{ м}^3$, равна 44500 Н.

Выводы

1. Ударно-импульсный способ направленного повала деревьев может быть успешно применен в ВПМ непрерывного действия.

2. Результаты проведенных экспериментальных исследований могут быть применены при расчете рабочих параметров ударно-импульсного устройства для направленного повала деревьев.

Литература

1. *Полищук А. Г.* Валка леса. Лесная промышленность. 1972. 176 с.
2. *Орлов С. Ф., Кекегаров В. Г.* Лесосечные работы без ручного труда. М., Лесная промышленность. 1973. 160 с.
3. *Кастрюлин А. А.* К вопросу выбора некоторых параметров ударно-импульсного устройства. — В кн.: «Механизация лесозаготовок», № 154, Л., 1973, с. 58—60.

УДК 634.0.32

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПРИ ГРАВИТАЦИОННОМ ПАКЕТИРОВАНИИ ДЕРЕВЬЕВ НА МАШИНУ

В. К. Хегай, А. В. Жуков

(Ленинградская лесотехническая академия)

Для расчета узлов и деталей валочно-пакетирующих машин (ВПМ) фронтального типа на прочность должны быть известны величины динамических нагрузок, возникающих при пакетировании деревьев на машину.

Ударные усилия, которые испытывают приемные устройства машин при определенных условиях, очень велики [1, 2]. Однако, ударные нагрузки могут быть снижены при оптимизации параметров системы. Одним из факторов, существенно влияющим на ударные силы, является подвижность опор приемных конструкций. Остановимся на вопросе, связанном со смягчением ударных нагрузок от деревьев при их повале. С этой целью рассмотрим падение дерева на упруго-опертую приемную балку.

При решении задачи считаем, что удар по балке производится массой дерева, приведенной к точке удара; дерево до удара совершает вращательное движение. Гибкость ствола не учитываем. Тогда имеем следующую расчетную схему (рис. 1).

Для определения приведенной массы дерева $m_{\text{д}}^{\text{пр}}$ в рассматриваемом случае запишем формулу кинетической энергии падающего дерева перед ударом

$$T = I_z \frac{\omega_0^2}{2} = \frac{I_z}{a^2} \frac{V_A^2}{2}, \quad (1)$$

где I_z — момент инерции дерева относительно оси вращения;
 ω_0 — угловая скорость дерева перед ударом;
 a — расстояние от оси вращения до точки соударения дерева;
 V_A — линейная скорость точки соударения дерева перед ударом.

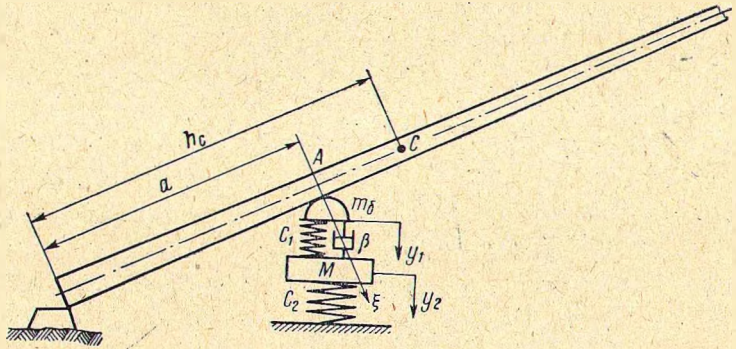


Рис. 1. Расчетная схема

Из выражения (1), видно, что

$$\frac{I_z}{a^2} = m_{\text{д}}^{\text{пр}}. \quad (2)$$

Тогда кинетическая и потенциальная энергии системы определяются равенствами

$$\left. \begin{aligned} T &= (m_6 + m_{\text{д}}^{\text{пр}}) \frac{y_1^2}{2} + M \frac{y_2^2}{2}; \\ \Pi &= \frac{1}{2} c_1 (y_1 - y_2)^2 + \frac{1}{2} c_2 y_2^2. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Подставляя их в уравнение Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial W}{\partial q_i} = Q_i, \quad (4)$$

получим дифференциальные уравнения движения системы

$$\left. \begin{aligned} m_0 \ddot{y}_1 + \beta (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + c_1 (y_1 - y_2) &= 0; \\ M \ddot{y}_2 - \beta (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - c_1 (y_1 - y_2) + c_2 y_2 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где $m_0 = m_6 + m_{\text{д}}^{\text{пр}}$.

Динамические силы, передаваемые на раму и оси машины, определяются равенствами

$$\left. \begin{aligned} N_1 &= b (y_1 - y_2) + c_1 (y_1 - y_2), \\ N_2 &= c_2 y_2. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Рассмотрим вначале случай, когда $c_2 = \infty$, следовательно $y_2 = 0$. Тогда (5) перепишется в виде

$$m_0 \ddot{y}_1 + \beta \dot{y}_1 + c_1 y_1 = 0. \quad (7)$$

При начальных условиях $t=0$, $y_{10}=0$, $\dot{y}_{10}=v_{A0}$ уравнения движения и скорости имеют вид

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= \frac{v_{A0}}{k_*} e^{-nt} \sin k_* t, \\ \dot{y}_1 &= v_{A0} e^{-nt} \cos k_* t - \frac{n}{k_*} \sin k_* t. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Подставив зависимости (8) в первое уравнение системы (6) и проделав несложные преобразования, получим выражение для определения динамической силы, передаваемой на машину при повале дерева

$$N = v_{A0} \cdot e^{-nt} \left[\beta \cos k_* t + \frac{c - \beta n}{k_*} \sin k_* t \right]. \quad (9)$$

При отсутствии демпфирующих элементов ($\beta=0$), динамическую силу определяем по формуле

$$N = \frac{v_{A0}}{k_*} c \cdot \sin kt. \quad (10)$$

Для определения силы N по формулам (9, 10) необходимо знать значение начальной скорости удара v_{A0} .

Применяя теоремы об изменении количества и момента количества движения систем за время удара, запишем: для дерева

$$\left. \begin{aligned} m_d (v_{c\xi} - v_{c0}) &= -S; \\ I_c (\omega_1 - \omega_0) &= (h_c - a) S, \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

для балки

$$m_6 V_{Ay} = S \sin \varphi. \quad (12)$$

Заметим, что

$$\left. \begin{aligned} v_{c0} &= \omega_0 h_c; \\ v_{c\xi} &= v_{A\xi} + \omega_1 (h_c - a); \\ v_{A\xi} \cdot \sin \varphi &= v_{A0}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Из системы уравнений (11, 12), имея ввиду (13), после ряда преобразований находим

$$\omega_1 = \frac{I_c m_d + m_d \cdot m_6 h_c (h_c - a) + I_c m_6}{I_c m_d + m_d m_6 (h_c - a)^2 + I_c m_6} \omega_0, \quad (14)$$

$$v_{A0} = \frac{I_c \cdot m_d \cdot a \cdot \omega_0}{I_c m_d + m_d m_6 (h_c - a)^2 + I_c m_6}, \quad (15)$$

где m_d — масса дерева.

Теперь рассмотрим случай, когда $y_2 \neq 0$, но без демпфирующих элементов ($\beta=0$).

Тогда система уравнений (5) запишется в виде

$$\left. \begin{aligned} m_0 \ddot{y}_1 + c_1 (y_1 - y_2) &= 0; \\ M \ddot{y}_2 + c_2 y_2 - c_1 (y_1 - y_2) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Частные решения этих уравнений примем в виде

$$y_1 = A_1 \sin(pt + \epsilon), \quad y_2 = A_2 \sin(pt + \epsilon). \quad (17)$$

Подставляя частные решения (17) и их производных в уравнение (16) находим

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{c_1}{m_0} - p^2 \right) A_1 - \frac{c_1}{m_0} A_2 &= 0; \\ -\frac{c_1}{M} A_1 + \left(\frac{c_1}{M} + \frac{c_2}{M} - p^2 \right) A_2 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Система уравнений (18) может иметь решение, отличное от нуля, лишь в том случае, если определитель этой системы равен нулю

$$\begin{vmatrix} \frac{c_1}{m_0} - p^2 & -\frac{c_1}{m_0} \\ -\frac{c_1}{M} & \frac{c_1}{M} + \frac{c_2}{M} - p^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (19)$$

Развернув определитель, решим уравнение относительно p

$$p^4 - \left[\frac{c_1 M + (c_1 + c_2) m_0}{M m_0} \right] p^2 + \frac{c_1 \cdot c_2}{M m_0} = 0. \quad (20)$$

Откуда

$$p_{1,2}^2 = \frac{c_1 M + (c_1 + c_2) m_0}{2 M m_0} \pm \sqrt{\left[\frac{c_1 M + (c_1 + c_2) m_0}{2 M m_0} \right]^2 - \frac{c_1 \cdot c_2}{M m_0}}. \quad (21)$$

Соответственно коэффициенты распределения будут равны:

$$\eta_1 = \frac{A_2}{A_1} = \frac{c_1 - m_0 p_1^2}{c_1}, \quad \eta_2 = \frac{A_2}{A_1} = \frac{c_1 - m_0 p_2^2}{c_1}. \quad (22)$$

Принимая при обоих видах нормальных колебаний амплитуду груза m_0 за единицу, найдем соответствующие амплитуды груза M .

Таким образом, мы получим следующие величины, характеризующие главные колебания

$$\begin{aligned} p_1 \quad A_2^I &= \eta_1 A_1^I; \\ p_2 \quad A_2^{II} &= \eta_2 A_1^{II}. \end{aligned} \quad (23)$$

Общее решение дифференциальных уравнений (16) получается путем суммирования частных решений, и имеет вид

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= A_1^I (B_1 \cos p_1 t + D_1 \sin p_1 t) + A_1^{II} (B_2 \cos p_2 t + D_2 \sin p_2 t); \\ y_2 &= A_2^I (B_1 \cos p_1 t + D_1 \sin p_1 t) + A_2^{II} (B_2 \cos p_2 t + D_2 \sin p_2 t). \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

Постоянные B и D определяются в зависимости от начальных условий движения по следующим формулам [3]:

$$\left. \begin{aligned} B_k &= \frac{\sum_{i=k}^n m_i (x_{i0} u_{ik} + y_{i0} v_{ik} + z_{i0} w_{ik})}{\sum_{i=k}^n m_i (u_{ik}^2 + v_{ik}^2 + w_{ik}^2)}; \\ D_k &= \frac{\sum_{i=k}^n m_i (x_{i0} u_{ik} + y_{i0} v_{ik} + z_{i0} w_{ik})}{p_k \sum_{i=k}^n (u_{ik}^2 + v_{ik}^2 + w_{ik}^2)}. \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Так как в первый момент удара при $t=0$

$$y_{10} = y_{20} = 0, \quad \dot{y}_{10} = v_{A0}, \quad \dot{y}_{20} = 0, \quad \text{то} \quad (26)$$

$$B_1 = B_2 = 0, \quad D_1 = \frac{m_0 v_{A0}}{p_1 (m_0 + \eta_1^2 M)}, \quad D_2 = \frac{m_0 v_{A0}}{p_2 (m_0 + \eta_2^2 M)}.$$

Подставляя эти значения постоянных в выражения (24), получим

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= \frac{m_0 V_{A0}}{p_1 (m_0 + \eta_1^2 M)} \sin p_1 t + \frac{m_0 V_{A0}}{p_2 (m_0 + \eta_2^2 M)} \sin p_2 t; \\ y_2 &= \frac{m_0 V_{A0} \cdot \eta_1}{p_1 (m_0 + \eta_1^2 M)} \sin p_1 t + \frac{m_0 V_{A0} \cdot \eta_2}{p_2 (m_0 + \eta_2^2 M)} \sin p_2 t. \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

Подставляя выражения (27) в (6) и имея в виду, что $\beta=0$, после алгебраических преобразований, находим зависимости для определения динамической силы, передаваемой на раму и оси машины:

$$N_1 = m_0 V_{A0} \cdot c_1 \left[\frac{(1 - \eta_1) \sin p_1 t}{p_1 (m_0 + \eta_1^2 M)} + \frac{(1 - \eta_2) \sin p_2 t}{p_2 (m_0 + \eta_2^2 M)} \right], \quad (28)$$

$$N_2 = m_0 V_{A0} \cdot c_2 \left[\frac{\eta_1 \sin p_1 t}{p_1 (m_0 + \eta_1^2 M)} + \frac{\eta_2 \sin p_2 t}{p_2 (m_0 + \eta_2^2 M)} \right]. \quad (29)$$

С целью проверки точности данной методики расчета динамических сил, возникающих при падении дерева на упругоопертую балку,

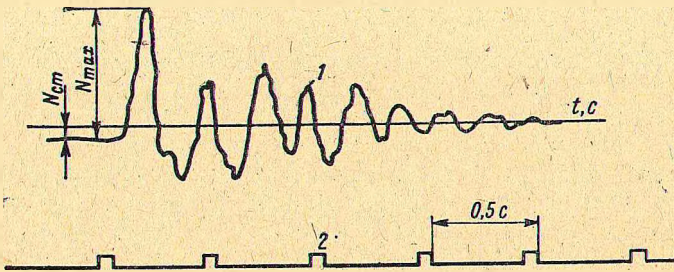


Рис. 2. Экспериментальные записи перемещения упруго-опертой приемной балки при пакетировании деревьев:
1 — кривая $N=f(t)$; 2 — время

в Белорусском технологическом институте была проведена специальная экспериментальная работа.

На рис. 2 приведена осциллограмма с записью процесса колебаний балки после удара в нее дерева. Кривая 1, приведенная на осциллограмме, соответствует удару о балку дерева, имеющего следующие параметры: $a=11$ м; $h_c=5,85$ м; $G=1350$ Н; $m_d^{пр}=85$ кг.

Параметры приемной балки следующие:

$$Y=1,05 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4; l_6=2,5 \text{ м}; m_6=42 \text{ кг};$$

Максимальная динамическая сила, полученная по формуле (10), равна 4300 Н, а по осциллограмме $N_{max}=4750$ Н.

Расхождение в данном случае — 9,48%. При других опытах, в зависимости от параметров деревьев условий валки и т. д., расхождения между экспериментальными и расчетными значениями изменялись от 5 до 17%.

Литература

1. С. Ф. Орлов. Теория и применение агрегатных машин на лесозаготовках. Гослесбумиздат. 1963.
2. А. А. Дебердеев. Некоторые вопросы динамики повала дерева. Труды ЛТА им. С. М. Кирова. Выпуск 83, 1959.
3. С. Д. Пономарев и др. Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении. ГНТИ, М., 1952.