

Creep and time fracture strength of plastics under tensile stresses // *Modern Plastics*.— 1944.— V. 21.— N 6.— P. 145—148, 176. [13]. Madsen B. Duration of load tests for dry lumber in bending // *Forest Products Journal*.— 1973.— V. 23.— N 2.— P. 21—28 [14]. Madsen B. Duration of load tests for dry lumber subjected to shear // *Forest Products Journal*.— 1975.— V. 25.— N 10.— P. 49—52. [15]. Wood L. W. Relation of strength of wood to duration of load // *US Forest Products Laboratory, RN 1916*.— Dec. 1951.— 10 p.

Поступила 29 мая 1986 г.

УДК 630\*36-83.001.5

## МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ РАСЧЕТА ПОТРЕБНОЙ МОЩНОСТИ ПРИ ГРУППОВОЙ ОБРАБОТКЕ ЛЕСОМАТЕРИАЛОВ

Н. М. ПЕРЕЛЬМУТЕР, Ю. Н. ПЕРЕЛЬМУТЕР,  
Л. И. ГУЛЬКО, Б. Н. КРАСИЛЬНИКОВ

ЦНИИМЭ, ВНИПИЭИлеспром

Расчет потребной мощности привода при групповой обработке лесоматериалов электрифицированными машинами, работающими в тех или иных природно-производственных условиях, целесообразно осуществлять методом математического моделирования с использованием ЭЦВМ. При моделировании возникает вопрос о целесообразности индивидуализации отдельных единиц предмета труда, входящих в состав обрабатываемой пачки, обычно содержащей от двух-трех до нескольких десятков таких единиц. Этого количества, как правило, недостаточно, чтобы с приемлемой степенью адекватности считать пачку сплошной средой.

Индивидуализация отдельных единиц лесоматериалов при моделировании их групповой обработки (раскряжевки, удаления сучьев, окорки и др.) связана с необходимостью учета большого количества факторов, влияющих на мощность привода, что приводит к существенным усложнениям расчета. Такое усложнение может быть оправдано лишь при очень высоких требованиях к точности результатов моделирования. Другой подход к решению задачи — использование эмпирических зависимостей, установленных при экспериментах с соответствующим видом оборудования.

Рассмотрим оба этих подхода на конкретных примерах. Так, при моделировании работы привода пилы в установке ЛО-67 для групповой раскряжевки используем первый метод; для моделирования же работы привода установки МСГ, осуществляющей групповую очистку стволов от сучьев, применим второй метод.

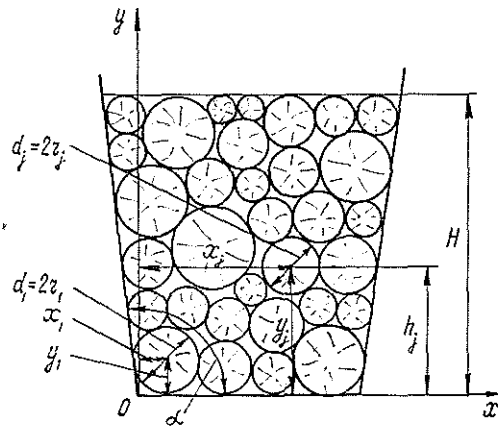
Пусть пачка, предназначенная для раскряжевки, характеризуется в сечении реза следующими параметрами:

- $\{d_j\}$  — совокупность диаметров бревен в данном сечении ( $j = 1, 2, 3, \dots, k_6$ , где  $k_6$  — количество бревен);
- $\{a_{nj}\}$  — совокупность коэффициентов породы для пачки;
- $\{h_j\}$  — совокупность расстояний от нижнего края загрузочного устройства до центра соответствующего сечения бревна.

Используя показанные на рисунке координатные оси, рассмотрим вспомогательные функции следующего вида:

$$f_j(y) = \begin{cases} a_{nj} \sqrt{d_j - 4(y - h_j)^2} & \text{при } 2|y - h_j| \leq d_j, \\ 0 & \text{при } 2|y - h_j| > d_j. \end{cases} \quad (1)$$

$$(j = 1, 2, \dots, k_6)$$



Расчетная схема заполнения пачки

Мгновенное значение мощности  $p$  на валу двигателя пилы в момент времени  $t$ , с учетом приведенных в работе [2] данных, определим из уравнения:

$$p(t) = \frac{u_z v b k_0 (u_z)}{l_z \eta} \sum_{v=1}^{n_6(t)} a_{nv} l_v(t), \quad (2)$$

где  $u_z$  и  $l_z$  — подача на зуб и расстояние между зубьями пильной цепи;

$v$  и  $b$  — скорость резания и ширина пропила;

$k_0$  — основная удельная работа резания древесины;

$\eta$  — КПД механической передачи от вала двигателя;

$n_6(t)$  — количество бревен, распиливаемых в момент времени  $t$ ;

$l_v(t)$  — длина пропила  $v$ -того бревна в момент времени  $t$ .

В установке ЛО-67 используем параллельное надвигание цепного пильного аппарата с постоянной подачей на зуб  $u_z$ . Как показали исследования,

$$u_z = 3 \cdot 10^{-3} e^{0,394v} + 0,07. \quad (3)$$

Здесь  $u_z$  выражена в мм, а  $v$  — в м/с.

При этом обеспечивается устойчивый режим пиления. Скорость подачи постоянна

$$u = \frac{u_z v}{l_z}, \quad (4)$$

поэтому

$$p(y) = p[t(y)] = \frac{u_z v b k_0 (u_z)}{l_z \eta} \sum_{j=1}^{k_6} f_j(y). \quad (5)$$

Приводной двигатель пильного органа установки работает в повторно-кратковременном режиме, и для определения его мощности можно воспользоваться известным уравнением:

$$P = \sqrt{\frac{\int_0^T p^2(t) dt}{T_p + \alpha T_n + \beta T_0}}, \quad (6)$$

где  $P$  — необходимая мощность приводного электродвигателя;

- $p(t)$  — мгновенное значение развиваемой двигателем мощности в момент времени  $t \in [0, T]$ , где  $[0, T]$  — временной промежуток работы двигателя в данных условиях;  
 $T$  — время, продолжительность которого достаточно для достижения двигателем установившейся температуры ( $T = 5\Theta$ , где  $\Theta$  — постоянная времени нагрева двигателя);  
 $T_p, T_n, T_o$  — суммарные продолжительности соответственно работы, пусков (разгонов) и остановов двигателя за время  $T = T_p + T_n + T_o$ ;  
 $\alpha, \beta$  — коэффициенты, учитывающие ухудшение охлаждения двигателя с самовентиляцией за время пусков и остановов.

Интеграл квадрата мощности на валу двигателя установки ЛО-67 за время реза  $\tau$

$$J' = \int_0^{\tau} p^2(t) dt = - \int_0^H \frac{p^2(y)}{u} dy = \frac{u_z v b^2 k_0^2}{l_z \eta} \int_H^0 \left[ \sum_{j=1}^{k_6} f_j(y) \right]^2 dy, \quad (7)$$

где  $H$  — высота пачки:

$$H = \max_j \{h_j + 0,5d_j\}. \quad (8)$$

Суммируя величины  $J'$  для каждого реза и для каждой обрабатываемой пачки, получим числитель подкоренного выражения для уравнения (6); знаменатель определим так:

$$\sum_{v=1}^{k_n} \sum_{\xi=1}^{k_{pv}} \frac{H_{\xi v} l_z}{u_z v} + \beta T_o. \quad (9)$$

- Здесь  $k_n$  — количество разделяемых пачек;  
 $k_{pv}$  — количество резов  $v$ -той пачки;  
 $H_{\xi v}$  — высота  $v$ -той пачки в месте проведения  $\xi$ -того реза;  
 $T_o$  — продолжительность остановов двигателя при обработке  $k_n$  пачек.

Следовательно, соотношения (1) ... (9) позволяют определить эквивалентную мощность при функционировании привода цепной пилы в установке ЛО-67. Для конкретного расчета необходимы данные, характеризующие обрабатываемые лесоматериалы. Применительно к заданным природно-производственным условиям эти данные можно получить путем имитационного моделирования на ЭЦВМ, для чего используем алгоритм, подобный описанному в работе [4].

При моделировании формирования пачки круглых лесоматериалов можно, наряду с другими, использовать и следующий алгоритм. Сначала «заполняют» комлевое сечение пачки. Предположим, что имеется упорядоченная совокупность диаметров (в комлевом сечении), длин и пород лесоматериалов, укладываемых порядно, начиная с нижнего ряда, слева направо. Пусть образующие пачки в поперечном сечении имеют, как это показано на рисунке, форму равнобокой трапеции. Введем систему координат, связанную с левым нижним углом трапеции. Координаты  $x_1, y_1$  центра сечения первого бревна диаметром  $d_1$  (радиус  $r_1 = d_1/2$ ) определим, очевидно, путем решения системы уравнений:

$$\begin{cases} y_1 = \left(x_1 - \frac{r_1}{\sin \alpha}\right) \operatorname{tg} \alpha, \\ y_1 = r_1. \end{cases} \quad (10)$$

Первое уравнение этой системы выражает условие касания бревном левой стойки пакетоформирующего устройства, второе уравнение — условие касания дна устройства. Второе бревно диаметром  $d_2 = 2r_2$  должно касаться первого бревна и дна пакетоформирующего устройства, поэтому координаты центра его сечения  $x_2, y_2$  находим из системы уравнений:

$$\begin{cases} (x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 = (r_1 + r_2)^2, \\ y_2 = r_2, \end{cases} \quad (11)$$

причем из двух корней  $x'_2$  и  $x''_2$  возникающих при решении системы (11), выбираем больший:

$$x_2 = \max \{x'_2, x''_2\}.$$

Процесс заполнения первого ряда пачки продолжается до тех пор, пока для очередного ( $i$ -того) бревна система уравнений

$$\begin{cases} (x_i - x_{i-1})^2 + (y_i - y_{i-1})^2 = (r_i - r_{i-1})^2, \\ y_i = r_i \end{cases} \quad (12)$$

будет несовместной. Это условие выражается неравенством

$$2y_{i-1}(2r_i - y_{i-1}) + 2r_i(2r_{i-1} + r_i) - x_{i-1}^2 < 0. \quad (13)$$

В случае выполнения неравенства (13) координаты центра сечения  $i$ -того бревна определяем из системы уравнений

$$\begin{cases} (x_i - x_{i-1})^2 + (y_i - y_{i-1})^2 = (r_i + r_{i-1})^2, \\ y_i = -\operatorname{tg} \alpha (x_i - K + r_i / \sin \alpha), \end{cases} \quad (14)$$

где  $K$  — ширина дна пакетоформирующего устройства.

При этом из двух решений системы (14) выбираем то, которое соответствует максимальному значению найденной ординаты  $y_i$ .

Решением системы уравнений (14) исчерпывается заполнение первого ряда пачки. Дальнейшее заполнение осуществляем так. Для каждого «укладываемого» бревна (пусть его номер равен  $q$ ) определяем координаты точек возможного нахождения центра его сечения. Для этого решаем систему уравнений вида

$$\begin{cases} (x_q - x_i)^2 + (y_q - y_i)^2 = (r_i + r_q)^2, \\ (x_q - x_j)^2 + (y_q - y_j)^2 = (r_j + r_q)^2, \end{cases} \quad \left. \begin{array}{l} i < j; \\ i = 1, 2, \dots, q-2; \\ j = 2, 3, \dots, q-1 \end{array} \right\} \quad (15)$$

описывающих возможность касания данного бревна с  $i$ -тым и  $j$ -тым из уложенных бревен, а также систему уравнений вида

$$\begin{cases} (x_q - x_i)^2 + (y_q - y_i)^2 = (r_i + r_q)^2, \\ y_q = (x_q - r_q / \sin \alpha) \operatorname{tg} \alpha, \end{cases} \quad \left. \right\} (i = 1, 2, \dots, q-1) \quad (16)$$

показывающих возможность касания данного бревна с  $i$ -тым из уложенных и левой стенкой пакетоформирующего устройства, и вида

$$\begin{cases} (x_q - x_i)^2 + (y_q - y_i)^2 = (r_i + r_q)^2, \\ y_q = -\operatorname{tg} \alpha (x_q - K + r_q / \sin \alpha), \end{cases} \quad \left. \right\} (i = 1, 2, \dots, q-1) \quad (17)$$

описывающих возможность касания данного бревна с  $i$ -тым из уложенных бревен и правой стенкой пакетоформирующего устройства.

Из найденных таким образом значений  $(x, y)$  отбрасываем точки, не удовлетворяющие неравенствам:

$$(x - x_i)^2 + (y - y_i)^2 \geq (r_i + r_q)^2; \quad (i = 1, 2, \dots, q-1) \quad (18)$$

$$y > r_q.$$

Из оставшихся после этой процедуры точек ту точку, координаты которой имеют меньшее значение ординаты, принимаем за центр сечения  $q$ -того бревна.

При использовании алгоритма, принцип организации которого описан выше, для выявления координат центров сечения бревен не в комлях, а в другом сечении пачки, необходимо учитывать сбеги бревен, применяя, например, формулу проф. В. С. Петровского [5].

Итак, применяя разработанную математическую модель функционирования цепного пильного органа установки ЛО-67 для групповой раскряжевки лесоматериалов и используя алгоритмы имитационного моделирования совокупности параметров предмета труда, с помощью ЭЦВМ можно рассчитать требуемую мощность привода при работе этой установки в конкретных природно-производственных условиях того или иного лесозаготовительного региона [1].

Для моделирования работы привода сучкорезной машины МСГ используем экспериментальные зависимости, приведенные в работе [3]. Мгновенное значение мощности на валу приводного двигателя установки  $p(t)$ , кВт, выразим следующей эмпирической формулой:

$$p(t) = (3,82 + 1,75 e^{-0,25t/v_{ц}}) Qv_{ц} + P_{x.x}. \quad (19)$$

Здесь  $t$  — время, прошедшее с момента начала обработки пакета, мин;

$v_{ц}$  — скорость движения цепей установки, м/с;

$Q$  — объем обрабатываемого пакета, м<sup>3</sup>;

$P_{x.x}$  — мощность холостого хода установки, кВт.

Интеграл квадрата мощности на валу двигателя, кВт<sup>2</sup>·мин, за время обработки пакета определим из соотношения

$$J = \int_0^{\tau} p^2(t) dt = (14,59Q^2v_{ц}^2 + 7,64P_{x.x}Qv_{ц} + P_{x.x}^2)\tau +$$

$$+ 1,53Q^2v_{ц}^3(1 - e^{-0,5\tau/v_{ц}}) + 0,5(13,37Q^2v_{ц}^3 +$$

$$+ 3,5P_{x.x}Qv_{ц}^2)(1 - e^{-0,25\tau/v_{ц}}). \quad (20)$$

Продолжительность обработки пакета до достижения им заданного показателя качества  $S$  (отношение количества срезанных сучьев к общему их количеству в пакете) можно определить так:

$$\tau = - \frac{\pi Q l_3}{30 \delta q_{ср} n k_{от} v_{ц}} \ln(1 - S), \quad (21)$$

где  $q_{ср}$  — средний объем хлыста, м<sup>3</sup>;

$n$  — количество стволов, размещенное на одном захватном органе;

$l_3$  — шаг захватных органов;

$k_{от}$  — коэффициент отдачи, характеризующий процесс извлечения деревьев из пачки и перемещения их в данном ориентированном положении ( $k_{от} \leq 1$ );

$$\delta = 2 \arccos \left[ 1 - \frac{2h_{пр}}{d_n + d_c} \right].$$

Здесь  $d_n$  — диаметр окружности вращения лезвий зачищающих ножей;

$d_c$  — диаметр стволов в зоне действия зачищающих ножей;

$h_{пр}$  — превышение окружности вращения лезвий ножей над опорной плоскостью движения стволов.

На основе соотношений (19) . . . (21) и формулы (6) можно определить мощность, необходимую для работы сучкорезной машины МСГ, осуществляющей групповую очистку стволов от сучьев.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Гулько Л. И. Мебельная технология лесных складов.— М.: Лесн. пром-сть, 1983.— № 12. [2]. Залегаллер Б. Г. Расчет пильных механизмов раскряжевочных установок.— Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1974.— 180 с. [3]. Красильников Б. Н. О расходе энергии на очистку стволов от сучьев методом групповой обработки в установках бункерного типа // Науч. тр.: ЦНИИМЭ.— 1967.— Вып. 79.— С. 44—51. [4]. Перельмутер Н. М. Выбор оптимальных типоразмерных рядов электрифицированных машин для лесозаготовок // Лесн. журн.— 1983.— № 1.— С. 49—55. (Изв. высш. учеб. заведений). [5]. Петровский В. С. Автоматическая оптимизация раскряжения древесных стволов.— М.: Лесн. пром-сть, 1970.— 184 с.

Поступила 11 октября 1984 г.