

ТЕХНОЛОГИЯ ЛЕСОЗАГОТОВОК И ТРАНСПОРТА ЛЕСА

УДК 643.037

С.С.ЛЕБЕДЬ

НЕУСТАНОВИВШЕЕСЯ ДВИЖЕНИЕ ЗАГОТОВОК В ПРОЦЕССЕ ЗАГРУЗКИ

При работе загрузочного устройства для круглых лесоматериалов совместно с поперечным буферным транспортером, а также при передаче круглых лесоматериалов с продольного лесотранспортера в приемную часть устройства возникает задача определить кинематические характеристики заготовки как в промежуточных положениях, так и в момент соприкосновения ее с направляющими слегами отсекателя. При этом необходимо получить аналитические зависимости для характера движения заготовки, т.е. установить, при каких условиях она будет скользить по наклонной площадке, соединяющей предыдущий технологический механизм или его отдельные узлы с загрузочным устройством, а при каких будет иметь место ее качение. Для этого рассмотрим движение заготовки цилиндрической формы по наклонной площадке (рис. 1). Уравнения движения будут иметь следующий вид:

$$Ma_{cy} = N - P \cos \alpha; \quad (1)$$

$$Ma_{cx} = P \sin \alpha - F; \quad (2)$$

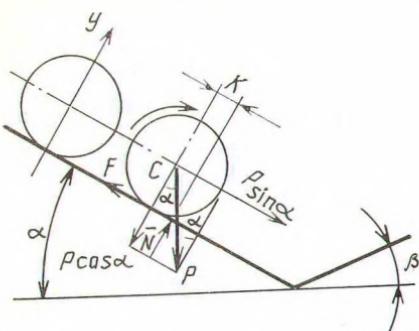
$$I_c \epsilon = F_r - KN, \quad (3)$$

где M — масса заготовки; P — сила тяжести; N — нормальная реакция; I_c — момент инерции; ϵ — угловое ускорение; a — ускорение центра масс; r — радиус заготовки; F — сила трения заготовки о наклонную плоскость; K — коэффициент трения; α — угол наклона переходной площадки; β — угол наклона направляющих слег устройства.

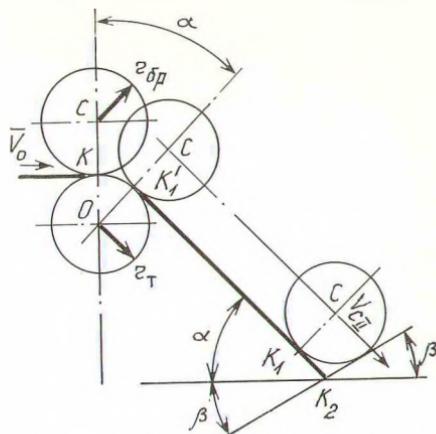
$$dv_{cy}$$

Поскольку $v_{cy} = 0$, $a_{cy} = \frac{dv_{cy}}{dt} = 0$. Тогда из уравнения (1) $N = P \cos \alpha$. Если имеет место трение скольжения, сила трения F реализуется полностью, т.е. $F = fP \cos \alpha$. Если же имеет место трение качения, то $F \leq fN$. Учитывая последнее неравенство, будем считать неизвестными a_{cx} , ϵ , F . Найдем значение F из условия качения заготовки и по найденным F и $P \cos \alpha$ определим соответствующее значение коэффициента трения скольжения f из зависимости

$$f \geq \frac{F}{P \cos \alpha}. \quad (4)$$



Р и с . 1. Схема движения заготовки по наклонной поверхности



Р и с . 2. Схема поступления заготовок в приемную часть устройства

В результате полученного выражения для N и того, что $a_{cx} = a_c'$, выражения (2) и (3) примут вид

$$\begin{cases} Ma_c = Psina - F; \\ I_c \epsilon = Fr - KPcosa. \end{cases} \quad (5)$$

(6)

Так как у нас три неизвестных, то в качестве дополнительной зависимости используем $a_c = \epsilon r$, имеющую место при чистом качении, или $\epsilon = a_c/r$. Подставив выражение для ϵ в выражение (6) из уравнений (5), (6), получим

$$F = \frac{I_c Psina + Mr cosa}{I_c + Mr^2}.$$

Поскольку $I_c = 1/2Mr^2$, а $P = Mg$,

$$F = \frac{0,5M^2r^2gsina + M^2rKgcosa}{0,5Mr^2 + Mr^2}$$

или

$$F = \frac{Mg(sina + \frac{K}{r}cosa)}{3}.$$

Подставив значение F в уравнение (4), получим

$$f \geq \frac{Mg(sina + \frac{K}{r}cosa)}{3Mgcosa}$$

или

$$f \geq \frac{1}{3} (\tga + \frac{K}{r}). \quad (7)$$

Зависимость (7) выражает условие, при котором будет наблюдаться качение заготовки по наклонной плоскости без проскальзывания. По зависимости (7) качение заготовок цилиндрической формы в основном будет осуществляться по наклонной площадке. Рассмотрим перемещение заготовки с по-перечного транспортера в приемную часть накопительно-загрузочного устройства (рис. 2).

Перемещение заготовки (бревна) из точки контакта K в точку K_1 будем рассматривать как сложное движение, состоящее из переносного вращения относительно точки O с угловой скоростью $\omega_e = v_0/r_t$ и относительного вращения вокруг точки C с угловой скоростью ω_r . При этом теорема об изменении кинетической энергии будет иметь следующий вид:

$$(T_{K_1}^e + T_{K_1}^r) - T_K^e = \Sigma A^e, \quad (8)$$

где e, r — соответственно индексы переносного относительно точки O и относительного, т.е. вращательного, движения бревна;

$$T_K^e = \frac{m_{bp} v_0^2}{2}; \quad T_{K_1}^e = \frac{m_{bp} (r_{bp} + r_{tp})^2}{2} \left(\frac{v_0}{r_{tp}} \right)^2;$$

$$T_{K_1}^r = \frac{1}{2} m_{bp} r_{bp}^2 \frac{\omega_r^2}{2}; \quad \omega_e = \frac{v_0}{r_{tp}}; \quad \omega_r = \frac{v_{cr}}{r_{bp}}; \quad KK_1 = S;$$

v_0 — скорость транспортера; r_{tp} — радиус ведущей звездочки транспортера; r_{bp} — радиус бревна; m_{bp} — масса бревна.

Предположим, что бревно не проскальзывает по поверхности KK_1 , и сопротивлением трения качения пренебрегаем. Тогда из условия (8)

$$\frac{m_{bp} (r_{bp} + r_{tp})^2}{2} \left(\frac{v_0}{r_{tp}} \right)^2 + \frac{m_{bp} r_{tp}^2}{2} \frac{\omega_r^2}{2} - \frac{m_{bp} v_0^2}{2} =$$

$$= m_{bp} g (r_{bp} + r_{tp}) (1 - \cos a);$$

$$(r_{bp} + r_{tp})^2 \left(\frac{v_0}{r_{tp}} \right)^2 + \frac{r_{bp}^2 + r_{tp}^2}{2} - v_0^2 = 2g(1 - \cos a)(r_{bp} + r_{tp});$$

$$\frac{r_{bp}^2 \omega_r^2}{2} = 2g(r_{bp} + r_{tp}) (1 - \cos a) + v_0^2 - (r_{bp} + r_{tp})^2 \left(\frac{v_0}{r_{tp}} \right)^2;$$

$$\omega_r^2 = \frac{v_0^2 + 2g(r_{bp} + r_{tp}) (1 - \cos a) - (r_{bp} + r_{tp})^2 \left(\frac{v_0}{r_{tp}} \right)^2}{\frac{r_{bp}^2}{2}};$$

$$\omega_r^2 = 2 \left(\frac{v_0^2 r_{\text{tp}}^2 + 2g(r_{\text{бп}} + r_{\text{tp}}) r_{\text{tp}}^2 (1 - \cos a) - v_0^2 (r_{\text{бп}} + r_{\text{tp}})^2}{r_{\text{бп}}^2 r_{\text{tp}}^2} \right);$$

$$\omega_r^2 = 2 \frac{2g(r_{\text{бп}} + r_{\text{tp}}) r_{\text{tp}}^2 (1 - \cos a) - v_0^2 r_{\text{бп}}^2 - 2v_0^2 r_{\text{бп}} r_{\text{tp}}}{r_{\text{бп}}^2 r_{\text{tp}}^2};$$

$$\omega_r^2 = 2 \frac{2g(r_{\text{бп}} + r_{\text{tp}}) r_{\text{tp}}^2 (1 - \cos a) v_0^2 r_{\text{tp}}^2 - 2v_0^2 r_{\text{бп}} r_{\text{tp}}}{r_{\text{бп}}^2 r_{\text{tp}}^2};$$

$$\omega_r = 2 \sqrt{\frac{g(1 - \cos a)(r_{\text{бп}} + r_{\text{tp}})}{r_{\text{бп}}^2} - v_0^2 \left(\frac{1}{2r_{\text{tp}}^2} + \frac{1}{r_{\text{tp}} r_{\text{бп}}} \right)}, \quad (9)$$

где ω_r — относительная угловая скорость бревна в момент касания им направляющей поверхности в точке K_1 . Абсолютная же угловая скорость бревна в этот момент $\bar{\omega}_{a_1} = \bar{\omega}_e + \bar{\omega}_r$.

Поскольку оси вращений параллельны, а направления их совпадают,

$$\omega_{a_1} = \omega_e + \omega_r,$$

или с учетом выражения (9) и $\omega_e = v_0/r_{\text{tp}}$ получим

$$\omega_{a_1} = \frac{v_0}{r_{\text{tp}}} + 2 \sqrt{\frac{g(1 - \cos a)(r_{\text{бп}} + r_{\text{tp}})}{r_{\text{бп}}^2} - v_0^2 \left(\frac{1}{2r_{\text{tp}}^2} + \frac{1}{r_{\text{tp}} r_{\text{бп}}} \right)}. \quad (10)$$

Учитывая, что точку K_1 для бревна можно рассматривать как мгновенный центр скоростей, так как в этой точке заканчивается контакт бревна с поверхностью звездочки (цепи) транспортера, движущейся с линейной скоростью v_0 , и начинается контакт с поверхностью неподвижной направляющей $K_1 K_2$, в этом положении линейная скорость центра масс бревна

$$v_{c_1} = \omega_{a_1} r_{\text{бп}}$$

или

$$v_{c_1} = (\omega_e + \omega_r) r_{\text{бп}}. \quad (11)$$

Из положения I в положение II бревно попадает, совершив плоскопараллельное движение на участке KK_1 . В конце этого пути бревно ударяется о наклонную под углом β поверхность в точке K_2 . Для определения скорости центра масс бревна и его угловой скорости в конце пути $K_1 K_1' = S_p$ (до удара) применим теорему об изменении кинетической энергии твердого тела, совер-

шающего плоскопараллельное движение, каковым и является движение бревна на рассматриваемом участке пути:

$$T_{K'_1} - T_{K_1} = \Sigma A_{K_1 K'_1},$$

где

$$T_{K_1} = \frac{m_{бр} v_{c_{||}}^2}{2} + \frac{m_{бр} r_{бр}^2 \omega_{a_{||}}^2}{4}, \text{ т.е. } T_{K'_1} = \frac{3}{4} m_{бр} v_{c_{||}}^2,$$

так как $r_{бр} \omega_{a_{||}} = v_{c_{||}}$;

$$T_{K_1} = \frac{3}{4} m_{бр} v_{c_{||}}^2; \quad \Sigma A_{K_1 K'_1} = m_{бр} g S_p \sin a.$$

При этом проскальзывание бревна на наклонной поверхности отсутствует, а трением качения пренебрежем, что даст несколько завышенное конечное значение скорости движения бревна и позволит определить наиболее неблагоприятное (с точки зрения удара) условие воздействия бревна на элементы устройства. Это обстоятельство положительно скажется на прочностных расчетах элементов устройства и определении его геометрических параметров. С учетом изложенного получим

$$\frac{3}{4} m_{бр} v_{c_{||}}^2 - \frac{3}{4} m_{бр} v_{c_{||}}^2 = m_{бр} g S_p \sin a$$

или

$$v_{c_{||}} = \sqrt{v_{c_{||}}^2 + \frac{4}{3} g S_p \sin a}. \quad (12)$$

Поскольку $\omega_{a_{||}} = v_{c_{||}} / r_{бр}$, следовательно,

$$\omega_{a_{||}} = \frac{1}{r_{бр}} \sqrt{v_{c_{||}}^2 + \frac{4}{3} g S_p \sin a}. \quad (13)$$

В выражения (12) и (13) необходимо подставить $v_{c_{||}}$ из уравнения (11) с учетом (10).

После прохождения пути S_p бревно ударяется о противоположную, наклоненную под углом β к горизонту стенку в точке K_2 . Для определения кинематических характеристик бревна после удара используем теорему об изменении момента количества движения системы:

$$L_{III} - L_{II} = \Sigma M(S_{K_2}), \quad (14)$$

где L_{II}, L_{III} – соответственно кинетические моменты системы относительно точки K_2 до удара и после удара заготовки о слегу (стенку); $\Sigma M(S_{K_2})$ – сумма моментов всех приложенных к заготовке импульсов внешних сил относительно точки K_2 .

Так как основные ударные импульсы приложены в точке K_2 , можно принять $\Sigma M(S_{K_2}) = 0$. Тогда, учитывая, что

$$L_{III} = m_{bp} v_{c_{III}} r_{bp} + I_c \omega_{a_{III}},$$

$$L_{II} = m_{bp} v_{c_{II}} r_{bp} \cos(a + \beta) + I_c \omega_{a_{II}},$$

где $v_{c_{III}}$, $\omega_{a_{III}}$ – соответственно линейная скорость центра масс бревна и его угловая скорость после удара о наклонную стенку,

$$I_c = \frac{1}{2} m_{bp} r_{bp}^2.$$

Из уравнения (14) получим

$$m_{bp} v_{c_{III}} r_{bp} + 0,5 m_{bp} r_{bp}^2 \omega_{a_{III}} = m_{bp} v_{c_{II}} r_{bp} \cos(a + \beta) + 0,5 m_{bp} r_{bp}^2 \omega_{a_{II}}$$

или

$$1,5 v_{c_{III}} = (\cos(a + \beta) + 0,5) v_{c_{II}},$$

откуда

$$v_{c_{III}} = \frac{2 \cos(a + \beta) + 1}{2} v_{c_{II}}; \quad \omega_{c_{III}} = \frac{2 \cos(a + \beta) + 1}{3 r_{bp}}.$$

Для определения значений линейной скорости центра масс бревна и его угловой скорости в конце пути торможения S_T , т.е. в положении IV, используем теорему об изменении кинетической энергии бревна:

$$T_{K_3} - T_{K_2} = \Sigma A_{K_3 K_2}. \quad (15)$$

$$\text{Подставив выражения } T_{K_3} = \frac{3}{4} m_{bp} v_{c_{IV}}^2; T_{K_2} = \frac{3}{4} m_{bp} v_{c_{III}}^2 \text{ и } \Sigma A_{K_3 K_2} =$$

$= -m_{bp} g S_T \sin\beta$ в уравнение (15), получим

$$\frac{3}{4} m_{bp} v_{c_{IV}}^2 = \frac{3}{4} m_{bp} v_{c_{III}}^2 - m_{bp} g S_T \sin\beta$$

или

$$v_{c_{IV}} = \sqrt{v_{c_{III}}^2 - \frac{4}{3} g S_T \sin\beta}; \quad (16)$$

$$\omega_{a_{IV}} = \frac{1}{r_{bp}} \sqrt{v_{c_{III}}^2 - \frac{4}{3} g S_T \sin\beta}. \quad (17)$$

Для определения $S_{T_{\text{пр}}}$, при котором $v_{c_{IV}} = 0$, из выражения (16)

$$v_{c_{III}}^2 - \frac{4}{3} g S_{T_{\text{пр}}} \sin\beta = 0; \quad S_{T_{\text{пр}}} = \frac{3}{4} \frac{v_{c_{III}}^2}{g \sin\beta}.$$

Для заданного из конструктивных соображений значения S_T по зависимостям (16) и (17) найдем $v_{c_{IV}}$ и $\omega_{a_{IV}}$, которые необходимо гасить специальными устройствами-упорами.

УДК 630*323

А.П.МАТВЕЙКО, ЧАН ВИНЬ

ПАРАМЕТРЫ БЕНЗИНОМОТОРНЫХ ПИЛ ДЛЯ ЛЕСОВ БЕЛОРУССИИ

Выполняя решения XXVII съезда КПСС, лесозаготовительные предприятия Белоруссии широко используют достижения научно-технического прогресса. Ряд этих предприятий успешно применяет малоотходную технологию лесозаготовок, лесозаготовительные машины, исключающие ручной труд. Однако не все машины и механизмы, в частности бензиномоторные пилы, отвечают природно-производственным условиям лесозаготовительных предприятий республики, что отрицательно сказывается на их производственной деятельности.

Ежегодно лесозаготовительные предприятия Минлеспрома БССР заготавливают около 5 млн м³ древесины. Для получения такого количества древесного сырья при среднем объеме хлыста 0,2 м³ необходимо спилить около 25 млн деревьев. Чтобы валка леса бензиномоторными пилами была эффективной, их параметры (длина пильного аппарата, мощность двигателя и др.) должны соответствовать диаметрам спиливаемых деревьев. То же относится и к бензиномоторным пилам для обрезки сучьев. Правильный выбор параметров пил позволит сэкономить большое количество топлива, облегчить труд рабочих и повысить производительность.

Размерно-качественная характеристика разрабатываемых лесонасаждений является одним из основных факторов, определяющих технологию и механизацию лесозаготовок. Поэтому для выбора наиболее эффективных машин необходимо знать такие характеристики разрабатываемых насаждений, как диаметр и высота вырубаемых деревьев, породный состав, диаметр сучьев и др.

Лесозаготовки в республике ведутся в лесонасаждениях естественного происхождения со следующей средней таксационной характеристикой: состав насаждений ЗС1Е2Б10сЗОл + Д, запас на 1 га 200 м³, средний объем хлыста 0,2 м³, класс бонитета II–III. По данным лесотаксационного справочника [1], при $V_{хл} = 0,2$ м³ и втором классе бонитета средний диаметр на высоте груди для сосны и ели составляет 19 см, для осины и березы – 17, для ольхи – 18, а в среднем – 18 см.

Исследования по изучению закономерности строения древостоев показали, что диаметры деревьев в естественных лесонасаждениях колеблются в широких пределах вокруг среднего диаметра. Установлено, что ступени толщины деревьев являются общими для всех древостоев и не зависят от конкретных диаметров и породы [2]. Причем если принять средний диаметр за единицу, то нижний предел диаметра будет равен 0,5, а верхний – 1,7. Процентное распределение числа деревьев по ступеням толщины характеризуется кривой