

Рис. 2. Зависимости и некоторые частные примеры определения направления магистральной.

*a* — зависимость комплексного коэффициента  $A$  от срока действия магистральной в данной полосе лесного массива;  $1 - Q_r = 450$  тыс.  $m^3$ ;  $2 - Q_r = 300$  тыс.  $m^3$ ;  $3 - Q_r = 150$  тыс.  $m^3$ ; *b* — зависимость предельного значения координаты  $x_{пр}$  точки  $B$  от ширины полосы;  $1 - A = 1,75 \times 10^{-5}$ ;  $2 - A = 3,5 \cdot 10^{-5}$ ;  $3 - A = 7,0 \cdot 10^{-5}$ ; *в* — пример назначения направления магистральной при ширине полос *в тах*, определяемой по формуле (10); *г* — возможный вариант направления магистральной  $OAB'C$  с ответвлением  $AD$  для лесных массивов со сложной конфигурацией границ и весьма неравномерным размещением запасов леса.

На рис. 2, *a* представлена зависимость  $A = f(n)$  для лесовозной дороги с гравийной дорожной одеждой при  $C_m = 30\,000$  р.;  $k_m = 0,05$  р./( $m^3 \cdot km$ );  $k_b = 0,09$  р./( $m^3 \cdot km$ ); а на рис. 2, *б* — зависимость  $x_{пр} = f(b)$  для трех пространственных значений  $A$ .

С учетом того, что при размещении веток в лесном массиве эксплуатационная площадь последнего разделяется на отдельные зоны тяготения к веткам, ширину каждой полосы целесообразно принимать равной оптимальному расстоянию между ветками у местах их примыкания к магистральной. Таким образом,

$$b = \sqrt{\frac{C_b - C_{ус}}{30\gamma b_{ус}}}, \quad (9)$$

где  $C_b$  — стоимость постройки и содержания (за срок службы) 1 км головного участка ветки, р./км;

$C_{ус}$  — стоимость постройки и содержания 1 км уса, р./км;

$b_{ус}$  — стоимость пробега леса по усу, р./( $m^3 \cdot km$ ).

Из формулы (7) и рис. 2, *б* видно, что координата  $x_{пр} = 0$  при

Подставляя в формулы (2)—(7) различные значения  $t$  для разных  $a$ , определяем коэффициенты использования  $K$ . В результате расчета по вышеприведенным формулам на ЭВМ нами составлены таблицы изменения коэффициентов  $K$  в зависимости от толщины досок, местоположения их в поставе и толщины центральной вырезки за первый проход для различных диаметров бревен и размеров гнили в их торцах.

На рис. 2 представлены кривые изменения коэффициента  $K$  для центральных досок в зависимости от их толщины и толщины центральной вырезки за первый проход. Пример дан для диаметра бревна  $d = 24$  см и размера гнили  $r = 0,35R$ . Анализ показал, что характер изменения кривой не зависит от толщины центральной вырезки. В пределах толщины центральных досок от  $0,2R$  до  $0,4R$  коэффициент  $K$  изменяется незначительно, что позволяет производить раскрой с целью получения максимального объема и на спецификационные пиломатериалы без существенного снижения объемного выхода.

Полученные значения коэффициентов  $K$  для различных диаметров и размеров гнили послужили основой построения кривых оптимальных толщин досок при раскросе сегментов с гнилью. На рис. 3 приведен график кривой оптимальных толщин досок для рассматриваемого примера. Подобные графики построены для других диаметров с различными размерами гнили. Их можно использовать при разработке рациональных схем раскроя низкокачественного мягкого лиственного сырья с внутренней гнилью.

#### ЛИТЕРАТУРА

[1]. Пискунов Н. С. Дифференциальное и интегральное исчисления. Т. 1.— М.: Наука, 1978.— 456 с. [2]. Титков Г. Г. Основы теории максимальных поставов.— Механ. обраб. др-ны, 1939, № 2—3.

УДК 621.933.6

## ВЛИЯНИЕ ПРИВЕДЕННОГО МОМЕНТА СИЛ ИНЕРЦИИ ЛЕСОПИЛЬНОЙ РАМЫ НА ЗАКОН ДВИЖЕНИЯ РОТОРА И НАГРУЗКУ ДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА МЕХАНИЗМА РЕЗАНИЯ

Н. Н. БУТОРИН, Ю. Л. ЧЕРНЦОВ

Архангельский лесотехнический институт

Для работы лесопильной рамы характерны заметные колебания угловой скорости вращения коленчатого вала, ухудшающие ее динамику и эксплуатационную надежность. В частности, «в современных конструкциях лесопильных рам детали привода недолговечны из-за значительной по величине неравномерной нагрузки на ведущий вал привода» [3]. Это подтверждается «сведениями об аварийном выходе из строя привода механизма резания лесопильных рам в цехе № 1 Соломбальского ЛДК» [4]. Причина возникновения неравномерной нагрузки привода — неравномерность хода рамы. Действительно, двойная амплитуда колебания скорости вращения коленчатого вала изменяется относительно ее среднего значения в пределах  $0,06—0,12$ . Асинхронный электродвигатель главного привода обладает жесткой характеристикой, так как его номинальное скольжение  $S_n = 0,02—0,03$ . При этом даже сравнительно небольшие отклонения скорости вращения вала двигателя, связанного ременной передачей с коленчатым валом рамы, приводят к значительным изменениям его момента [2].

Колебания угловой скорости вращения коленчатого вала можно существенно снизить, применяя раму с двумя пильными рамками, кривошипы которых соединены под углом  $90^\circ$  [1]. Не предлагая конкретной конструкции такой рамы, исследуем на математической модели динамику двух рам РД-75-7 с жестко соединенными под углом  $90^\circ$  коленчатыми валами. Мы считаем, что результаты расчета достаточно точно проиллюстрируют эффективность идеи, изложенной в работе [1].

Уравнения математической модели лесопильной рамы, приведенные в работе [2], представим в следующем виде:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{I(\varphi)} \left( Q = \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI(\varphi)}{d\varphi} \right), \quad (1)$$

где  $I(\varphi) = R^2 m_1 (\sin \varphi + \cos \varphi \operatorname{tg} \beta)^2 + R^2 m_2 ((\sin \varphi + (1-n) \cos \varphi \operatorname{tg} \beta)^2 +$

$$+ n^2 \cos^2 \varphi) + I_2 \lambda^2 \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^2 \beta} + I_3. \quad (2)$$

Выражение (2) — сумма моментов инерции всех движущихся масс механизма резания, приведенных к коленчатому валу и изменяющихся в функции угла поворота кривошипа.

В уравнениях (1) и (2) обозначено:

- $\omega$  — угловая скорость вращения коленчатого вала;
- $R$  — радиус кривошипа;
- $m_1$  — масса пильной рамки;
- $\beta = \arcsin(\lambda \sin \varphi)$ ;
- $\lambda = R/L$ ;
- $L$  — длина шатуна;
- $m_2$  — масса шатуна;
- $n = l/L$ ;
- $l$  — расстояние от верхней головки шатуна до его центра тяжести;
- $I_2$  — момент инерции шатуна относительно горизонтальной оси, проходящей через его центр тяжести;
- $I_3$  — момент инерции кривошипа со шкивом;
- $Q$  — обобщенная сила.

Вычисляем  $Q$  аналогично тому, как это сделано в работе [2], с той лишь разницей, что электродвигатель главного привода представляем более точной системой уравнений [5]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\Psi_{x_1}}{dt} &= U_m \cos \gamma - \omega_0 \alpha'_s \Psi_{x_1} + \omega_0 \alpha'_s k_r \Psi_{x_2} + \omega_0 \Psi_{y_1}; \\ \frac{d\Psi_{y_1}}{dt} &= U_m \sin \gamma - \omega_0 \alpha'_s \Psi_{y_1} + \omega_0 \alpha'_s k_r \Psi_{y_2} - \omega_0 \Psi_{x_1}; \\ \frac{d\Psi_{x_2}}{dt} &= -\omega_0 \alpha'_r \Psi_{x_2} + \omega_0 \alpha'_r k_s \Psi_{x_1} + \omega_0 s \Psi_{y_2}; \\ \frac{d\Psi_{y_2}}{dt} &= -\omega_0 \alpha'_r \Psi_{y_2} + \omega_0 \alpha'_r k_s \Psi_{y_1} - \omega_0 s \Psi_{x_2}; \\ M &= \frac{3}{2} p \omega_0 \frac{k_r}{x_s \sigma} (\Psi_{x_2} \Psi_{y_1} - \Psi_{x_1} \Psi_{y_2}); \\ \frac{ds}{dt} &= -\frac{p}{I_g \omega_0} M + \frac{p}{I_g \omega_0} M_c(\varphi); \\ M_c(\varphi) &= c(i \omega_0 (1 - s) - \omega). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

- Здесь  $\psi_{x_1}, \psi_{y_1}, \psi_{x_2}, \psi_{y_2}$  — проекции потокосцепления обмоток статора и ротора на взаимно перпендикулярные оси  $x$  и  $y$ , вращающиеся с угловой скоростью  $\omega_0$ , идеализированной двухфазной машины эквивалентной реальному двигателю;
- $\omega_0$  — угловая частота сети;
  - $\omega$  — решение уравнения (1);
  - $\gamma$  — начальная фаза напряжения;
  - $V_m$  — амплитуда напряжения сети;
  - $M$  — электромагнитный момент двигателя;
  - $s$  — скольжение двигателя;
  - $M_c$  — момент сопротивления, т. е. момент, действующий на электродвигатель со стороны ременной передачи;
  - $c$  — жесткость ременной передачи;
  - $I_d$  — момент инерции двигателя со шкивом;
  - $r_1, r_2, x_0, x_1, x_2$  — параметры схемы замещения двигателя;
  - $i$  — передаточное число ременной передачи;

$$i = \frac{D_d}{D_p},$$

где  $D_d$  — диаметр шкива коленчатого вала;  
 $D_p$  — диаметр шкива двигателя;

$$\begin{aligned} \alpha'_s &= \frac{r_1}{x_s \sigma}; & \alpha'_r &= \frac{r_2}{x_2 \sigma}; & \sigma &= 1 - k_s k_r; \\ k_r &= \frac{x_0}{x_2}; & k_s &= \frac{x_0}{x_s}; & x_s &= x_0 + x_1; \end{aligned} \quad (4)$$

$$x_r = x_0 + x_2.$$

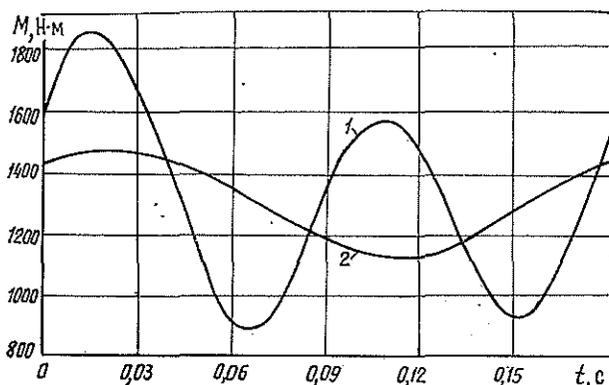


Рис. 1.

Численное решение на ЭЦВМ «Наири-3-1» предложенной математической модели для обычной рамы РД-75-7 показало, что неравномерность угловой скорости вращения коленчатого вала зависит, прежде всего, от изменения  $I_1(\varphi)$  и  $\frac{dI_1(\varphi)}{dt}$ , графики которых представлены на рис. 1. Для варианта двух рам РД-75-7 с жестко связанными под углом  $90^\circ$  коленчатыми валами кривые приведенных моментов инерции и их производных для каждой из двух систем пильная рамка — коленчатый вал оказываются сдвинутыми. Результирующие значения  $I(\varphi) = I_1(\varphi) + I_2(\varphi)$  имеет лишь небольшое отклонение от средней величины, а производная  $\frac{dI(\varphi)}{dt} = \frac{dI_1(\varphi)}{dt} + \frac{dI_2(\varphi)}{dt}$  от 0 (см. рис. 1).

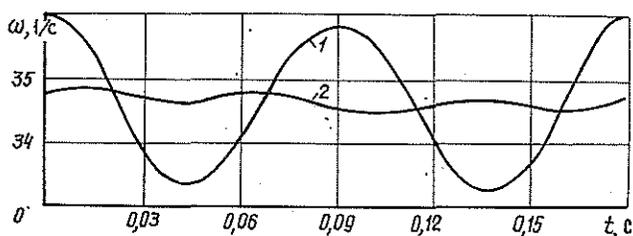


Рис. 2.

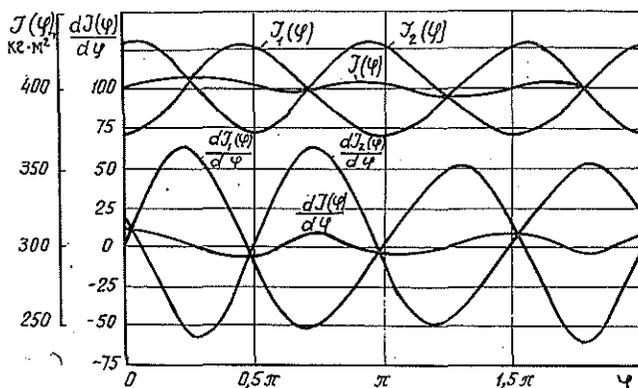


Рис. 3.

На рис. 2 представлены графики изменения  $\omega$  за один оборот коленчатого вала для одной рамы РД-75-7 (кривая 1) и для двух рам РД-75-7 с соединенными под углом  $90^\circ$  кривошипами (кривая 2). Аналогично для первого и второго случаев кривыми 1 и 2 на рис. 3 изображены графики моментов электродвигателя АК-102-8М главного привода ( $M_n = 1300 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ,  $M_k = 2470 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ,  $s_n = 0,02$ ).

Исследование на математической модели лесопильной рамы, построенной на основании идеи [1], показало, что за счет снижения неравномерности вращения коленчатого вала можно достичь более ровной работы двигателя привода механизма резания и, возможно, улучшить динамику всей рамы.

Л И Т Е Р А Т У Р А

[1]. А. с. 426808 (СССР). Лесопильная рама/ И. С. Швальбойм, Д. П. Петелин.— Олubl. в Б. И., 1974, № 17. [2]. Буторин Н. Н. Математическая модель механизма резания лесопильной рамы.— Изв. высш. учеб. заведений. Лесн. журн., 1971, № 5, с. 66—70. [3]. Нартов П. С., Скворцов А. К., Зазин В. В. Исследование динамических свойств ременного привода лесопильной рамы.— Механ. обраб. древесины. Реф. инф., М., 1975, с. 16—17. [4]. Совершенствование гидросистемы и автоматизация процесса натяжения ременной передачи привода механизма резания лесопильных рам РД-75-6/7: Отчет/ АЛТИ; Руководитель работы Г. М. Гернет; № Х8; Инв. № 888.— Архангельск, 1976.— 42 с. [5]. Электромагнитные переходные процессы в асинхронном электроприводе/ М. М. Соколов, Л. П. Петров, Л. Б. Масандилов, В. А. Ландезон.— М.: Энергия, 1967.— 89 с.

УДК 539.3 : 674.05

**К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ  
НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ БАЗИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ  
ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ**

В. Е. ЮРИНЕЦ, С. А. АПОСТОЛЮК

Львовский государственный университет  
Львовский лесотехнический институт

Известно, что в качестве базирующих элементов деревообрабатывающих станков применяют направляющие линейки и столы, выполненные в виде упругих плоскостей несимметрично закрепленных на станинах оборудования. Под воздействием вибрационных нагрузок и других усилий такие элементы испытывают упругие деформации, отрицательно влияющие на качество обработки. Поэтому исследование напряженного состояния и деформаций столов, направляющих линеек и подобных им конструкций представляет практический интерес.

В качестве объекта исследования принимаем стол рейсмусового станка СР6-6.

Стол станка можно представить как пластину-полуплоскость толщиной  $2h$ , прямолинейный край которой по всей длине несимметрично закреплен (спаян) с упругим элементом постоянного сечения, называемым в дальнейшем стержнем. Сопряжение пластины с упругим стержнем осуществляется на фактической плоскости их спая. Пусть к подкрепляющему стержню приложены изгибающие моменты  $M_y(x)$ , перерезывающие силы  $P_z(x)$ , нормальные и тангенциальные усилия  $N_y(x)$  и  $T_x(x)$ . Со стороны стержня на пластину будут передаваться контактные изгибающие моменты  $M_y^{(l)}(x)$ , перерезывающие силы  $P_z^{(l)}(x)$  и усилия  $N_y^{(l)}(x)$  и  $T_x^{(l)}(x)$ .

Следовательно, на контуре спая имеем следующие условия сопряжения (рис. 1):

$$(u_1)_y=0 = u_2; \quad (v_1)_y=0 = v_2; \quad (w_1)_y=0 = w_2; \quad \left(\frac{dw_1}{dy}\right)_{y=0} = \frac{dw_2}{dy}; \quad (\sigma_y)_{y=0} = N_y^{(l)}; \\ (r_{xy})_{y=0} = T_x^{(l)}; \quad (M_y)_{y=0} = M_y^{(l)}; \quad \left(N_y + \frac{\partial H_{xy}}{\partial x}\right)_{y=0} = P_z^{(l)}, \quad (I)$$

где  $u_1, v_1, w_1$  и  $u_2, v_2, w_2$  — компоненты вектора перемещений пластины и стержня на контуре спая соответственно по осям  $x, y, z$ .

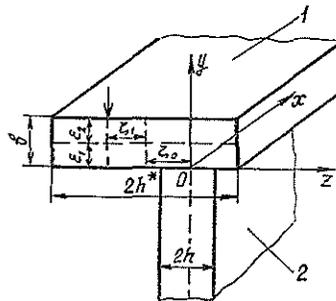


Рис. 1. Расчетная схема стола станка с несимметрично подкрепленным краем.

1 — стол; 2 — станина.