

МЕХАНИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДРЕВЕСИНЫ
И ДРЕВЕСИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.935'

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА
ПРИВОДА ПИЛЫ ЛЕНТОЧНОПИЛЬНОГО СТАНКА
С КРИВОЛИНЕЙНЫМИ АЭРОСТАТИЧЕСКИМИ
НАПРАВЛЯЮЩИМИ

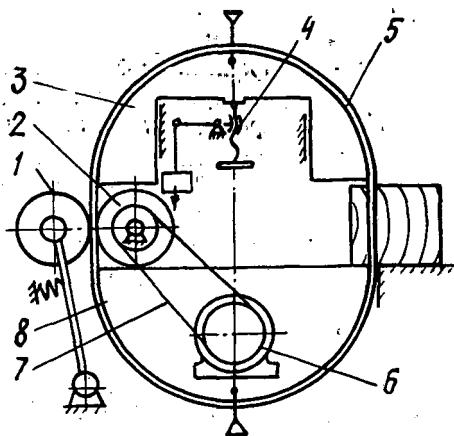
Г. Ф. ПРОКОФЬЕВ

Архангельский лесотехнический институт

Основные недостатки, присущие ленточнопильным станкам традиционной конструкции (с пильными шкивами), в значительной степени могут быть уменьшены при использовании ленточнопильных станков с криволинейными аэростатическими направляющими [4]. При этом повышается точность пиления и долговечность пил, снижаются габариты и металлоемкость станка.

Принципиальная схема узла резания такого станка представлена на рис. 1. Ленточная пила 5 надета на две криволинейные направляющие, рабочие поверхности которых выполнены в виде аэростатических опор. Нижняя направляющая 8 жестко закреплена на станине станка, а верхняя 3 может с помощью механизма натяжения 4 перемещаться в вертикальном направлении для натяжения пилы.

Рис. 1. Принципиальная схема узла резания ленточнопильного станка с криволинейными аэростатическими направляющими.



Возможны различные конструкции механизма привода пилы [4], но наиболее простым и хорошо изученным является привод с помощью фрикционных (пневматических) колес. Он использован в экспериментальных ленточнопильных станках ЛСД 150 [3] и ЛД 150-1Э [2].

На рис. 1 приведен частный случай механизма привода пилы, когда колесо 1 является прижимным, а 2 — приводным. Вращение на колесо 2 передается от электродвигателя 6 ременной передачей 7.

В зависимости от сил сопротивления резанию R и перемещению пилы по направляющим S для создания необходимого тягового усилия механизма подачи T_{\max} и выполнения условия $T_{\max} \geq R + S$ используют различное число приводных колес (рис. 2).

Выбор параметров механизма привода пилы заключается в определении следующих его характеристик: типа и размеров (диаметр, шири-

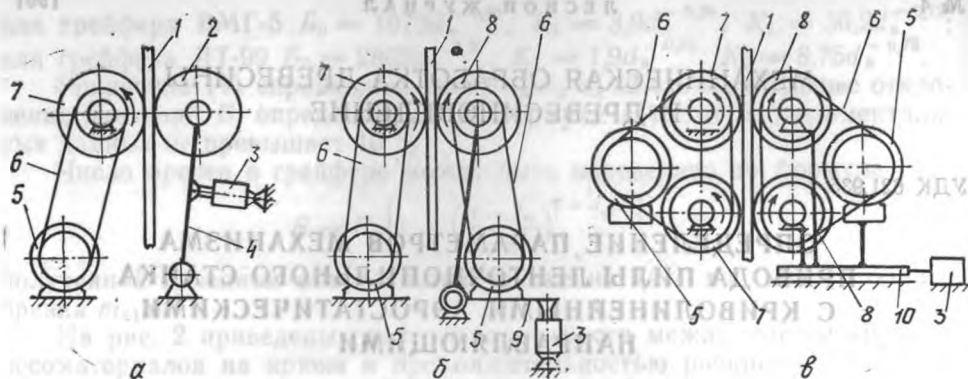


Рис. 2. Схемы механизма привода пилы ленточнопильного станка с криволинейными аэростатическими направляющими при одном (а), двух (б) и четырех (в) приводных фрикционных колесах: 1 — пила; 2 — неприводное прижимное фрикционное колесо; 3 — пневмоцилиндр; 4 — рычаг; 5 — электродвигатель; 6 — ременная передача; 7 — приводное коренное фрикционное колесо; 8 — приводное прижимное фрикционное колесо; 9 — поворотная площадка; 10 — подвижная площадка

на) фрикционных колес, числа приводных колес, давления в камере шины, силы прижима колес к пиле, мощности привода механизма подачи. Кроме того, необходимо знать условия эксплуатации станка: состояние поверхности пилы (влажность, чистота), высоту и ширину пропила, породу древесины и ее гидротермическое состояние, скорости подачи и резания, угловые параметры и степень затупления зубьев.

Максимальную касательную силу тяги, передаваемую пиле механизмом подачи, находим по формуле

$$T_{\max} = G\varphi n / K_z, \quad (1)$$

где G — сила прижима колес к пиле, Н;
 φ — коэффициент сцепления колес с поверхностью пилы;
 n — число приводных колес;
 K_z — коэффициент запаса сцепления.

Для привода пилы рекомендуется использовать авиационные колеса диаметром $D_k = 310$ мм и шириной $B_k = 135$ мм модели 6 по ТУ 3800-440—77. В результате исследований [6], выполненных на установке с применением этих колес, был получен максимальный коэффициент сцепления ($\varphi = 0,73$) при сухой, чистой поверхности пилы, $G = 1, 2 \dots 1,6$ кН и давлении в камере шины колеса $p_k = 0,4$ МПа. Можно рекомендовать $\varphi = 0,7$; $G = 1,2$ кН и $p_k = 0,4$ МПа. Увеличение G не дает существенного повышения φ , но снижает долговечность колеса и усиливает его нагрев.

Коэффициент запаса сцепления, учитывающий состояние поверхности пилы, загрязненной влагой, маслом, опилками, принимаем равным $1,5 \dots 2,0$, а для чистой сухой — $1,5$.

Силу сопротивления резанию, численно равную силе разания, определяем по методике, разработанной проф. А. Л. Бершадским [1]:

$$R = Kbhv / (60v), \quad (2)$$

где K — удельная работа резания, МПа;
 b — ширина пропила, мм;
 h — высота пропила, мм;
 v — скорость подачи, м/мин;
 v — скорость резания, м/с.

Найдем удельную работу резания по формуле

$$K = k + \frac{\alpha_{\Delta} h}{b} + \frac{\alpha_p P}{U_z}$$

Здесь k — фиктивное давление на передней грани зуба, МПа;

α_{Δ} — коэффициент интенсивности трения, $\alpha_{\Delta} = 0,2$ МПа;

α_p — коэффициент затупления, $\alpha_p = 1 + 0,2\Delta_p/\rho_0$;

Δ_p — прирост радиуса закругления главной режущей кромки зуба, мм;

ρ_0 — начальный радиус закругления главной режущей кромки зуба, мм;

P — фиктивная сила на задней грани зуба, Н/мм;

U_z — подача на зуб, мм, $U_z = tu$ (60 v);

t — шаг зубьев пилы, мм.

По данным работы [1] имеем:

для сосны и ели

$$k = 0,56\delta + 0,20(90 - \nu) - 20,0; \quad P = 7,2 \text{ Н/мм};$$

для березы

$$k = 0,70\delta + 0,24(90 - \nu) - 23,2; \quad P = 8,1 \text{ Н/мм};$$

для дуба

$$k = 0,82\delta + 0,27(90 - \nu) - 25,6; \quad P = 9,1 \text{ Н/мм}.$$

где δ — угол резания, град.

Сила S , необходимая для перемещения пилы по направляющим, зависит от конструкции секций аэростатических опор, давления подводимого к опорам воздуха, соотношения толщины и радиуса направляющих. Проведенные исследования [5] показали, что для рекомендуемой конструкции направляющих, использованной в станках ЛСД 150 и ЛД 150-1Э, и давления подводимого воздуха $p_n > 0,5$ МПа значения S не превышают 100 Н (в расчетах можно принять $S = 100$ Н).

Необходимое число приводных колес механизма подачи может быть определено по формуле

$$n = \frac{K_v}{G_{\varphi}} \left(\frac{Kbh u}{60v} + S \right) \quad (3)$$

с округлением полученного значения в большую сторону до целого.

Требуемая мощность механизма подачи

$$N = \left(\frac{Kbh u}{60} + Sv \right) \frac{1}{\eta_{пр}} \quad (4)$$

Здесь $\eta_{пр}$ — КПД механизма привода пилы,

$$\eta_{пр} = \eta_{\phi}^n \eta_{рем}^n \eta_{под}^n,$$

где η_{ϕ}^n , $\eta_{рем}^n$, $\eta_{под}^n$ — КПД фрикционной, ременной передач и пары подшипников качения, $\eta_{\phi} = 0,95 \dots 0,96$; $\eta_{рем} = 0,94 \dots 0,96$; $\eta_{под} = 0,99$; n — число приводных колес.

Рассмотрим пример определения основных параметров механизма подачи ленточнопильного станка с криволинейными аэростатическими направляющими.

Пример. Распиливаются сосновые брусья высотой 200 мм со скоростью подачи 25 м/мин делительными ленточными пилами по ГОСТ 6532—77 (толщина 1,0 мм; уширение зубьев на сторону 0,6 мм; шаг зубьев 30 мм; угол резания 70°). Зубья затуплены до $\rho = 0,06$ мм

($\rho_0 = 0,01$ мм, $\Delta = 0,05$ мм), что соответствует $\alpha_p = 2,2$. Скорость резания $v = 35$ м/с. Поверхность пилы чистая и сухая.

Необходимо выбрать тип фрикционных колес и их габаритные размеры, принять давление в камерах шин колес и силу прижима колес к пиле, определить необходимое число приводных колес и требуемую мощность механизма подачи.

Используем для привода авиационные колеса модели 6 по ТУ 3800-40-77 с $D_k = 310$ мм и $B_k = 135$ мм. Давление $p_k = 0,4$ МПа и сила $G = 1,2$ кН обеспечивают (при чистой и сухой поверхности пилы) $\varphi = 0,7$. Коэффициент запаса сцепления принимаем $K_3 = 1,7$. При $\alpha_\Delta = 0,2$ МПа; $k = 30,2$ МПа; $\alpha_p = 2,0$; $P = 7,2$ Н/мм² и $U_z = 0,36$ мм удельная работа $K = 88,4$ МПа. Подставляя в формулу (3) значения K_3 , K , G , φ , b , h , u , v и S , имеем $n = 1,13$ (принимаем $n = 2,0$). Выбираем схему механизма привода с двумя приводными фрикционными колесами. При $\eta_\phi = 0,95$, $\eta_{рем} = 0,95$, $\eta_{под} = 0,99$ и $\bar{n} = 2$ получаем $\eta_{пр} = 0,8$. Подставляя в формулу (4) значения K , b , h ; u , S , v и $\eta_{пр}$, находим требуемую мощность механизма привода $N = 24,6$ кВт.

Полученные данные позволяют при заданных условиях пиления определять основные параметры механизма привода пилы ленточно-пильного станка с криволинейными аэростатическими направляющими (проектный расчет), а также находить условия эффективной эксплуатации имеющегося ленточнопильного станка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Бершадский А. Л., Цветкова Н. И. Резание древесины.— Минск: Вышэйш. шк., 1975.— 304 с. [2]. Прокофьев Г. Ф., Гриньков В. В. Ленточнопильный станок ЛД 150-1Э // Лесн. пром-сть.— 1990.— № 10.— С. 16—17. [3]. Прокофьев Г. Ф., Гриньков В. В. Ленточнопильный станок с пилой, движущейся по криволинейным аэростатическим направляющим // Деревообаб. пром-сть.— 1988.— № 10.— С. 4—5. [4]. Прокофьев Г. Ф. Интенсификация пиления древесины рамными и ленточнопильными пилами.— М.: Лесн. пром-сть, 1990.— 240 с. [5]. Прокофьев Г. Ф., Ходерян Б. А. Исследование криволинейных аэростатических опор ленточнопильного станка конструкции ЦНИИМОДа / ЦНИИМОД.— Архангельск, 1985.— 9 с.— Деп. в ВНИИПИЭлеспром 23.01.85, № 1402 лб. [6]. Прокофьев Г. Ф., Ходерян Б. А. Привод пилы ленточнопильного станка с криволинейными аэростатическими опорами // Проблемы интенсификации лесопильного производства: Науч. тр. / ЦНИИМОД.— 1984.— С. 130—137.

Поступила 1 октября 1990 г.

УДК 630*812

ЖЕСТКОСТЬ ДРЕВЕСИНЫ КАК ФУНКЦИЯ ЕЕ ГИДРОТЕРМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ

В. А. ШАМАЕВ, Г. К. ГАВРИЛОВ

Воронежский лесотехнический институт

Прессование древесины приводит к значительным изменениям состояния обрабатываемого материала. Важнейший показатель состояния древесины в процессе модифицирования — жесткость, характеризуемая модулем условно-упругих деформаций (модулем упругости) E_y . Он, как известно [5, 15], является косвенным критерием прочностных свойств материала. По данным Тэйбора [20] и других авторов, между модулем упругости и прочностью при растяжении существует тесная связь. Влияние влажности и температуры на модуль упругости натуральной древесины изучали многие исследователи [4, 7, 10, 16, 18]. А. М. Боровиковым установлено, что с увеличением влажности от 0 до