

## ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Биргер И. А., Мавлютов Р. Р. Сопrotивление материалов.— М.: Наука, 1986.— 560 с. [2]. Закин Я. X. Маневренность автомобиля и автопоезда.— М.: Транспорт, 1986.— 135 с. [3]. Кирильчик А. И. Основные кинематические параметры крестообразной сцепки лесовозного автопоезда // Механизация лесоразработок и транспорта леса.— Минск: Вышэйш. школа, 1984.— Вып. 14.— С. 100—103. [4]. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин.— М.: Машиностроение, 1973.— 590 с. [5]. Лахно В. П., Лахно Р. П. Автомобильные лесовозные поезда.— М.: Гослесбумиздат, 1961.— 176 с.

Поступила 27 апреля 1987 г.

УДК 630\*323.4.002.5

## ОБОСНОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ КРУГЛОПИЛЬНЫХ СТАНКОВ ЦИКЛИЧНОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ ПРОДОЛЬНОЙ РАСПИЛОВКИ

З. Я. ЕСАФОВА, В. Д. ЕСАФОВ

Архангельский лесотехнический институт

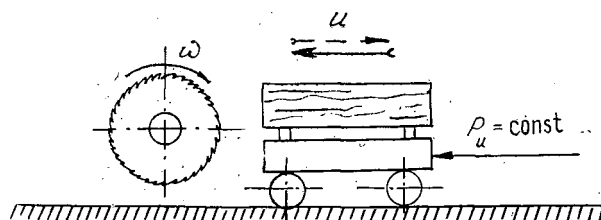
В традиционной кинематической схеме круглопильных станков циклического действия для продольной распиловки древесины механизм резания неподвижен, а механизм подачи выполнен с возвратно-поступательным движением тележки. По такой схеме работают шпалорезные станки (ЦДТ-6-3, ЦДТ-6-2, ЦДТ-7Ш), станки для раскряя короткомерных лесоматериалов (ЦДТ-5-2, ЦДТ-5-3), выпускаемые серийно в СССР. Она характерна также для аналогичных станков и за рубежом.

Наличие холостого хода тележки и использование только встречного пиления снижает производительность станков.

Производительность станков зависит от степени использования мощности привода главного движения (режущего механизма). Поэтому режим надвигания с постоянным усилием  $P_u = \text{const}$  предпочтительнее, чем надвигание с постоянной скоростью  $u$ , так как делает механизм подачи отзывчивым к изменениям технологических нагрузок, обеспечивает саморегулирование скорости подачи, что снижает время пиления и, соответственно, увеличивает производительность станка [1].

Однако при проектировании станков, работающих в режиме надвигания механизма подачи с  $P_u = \text{const}$ , особое внимание следует обратить на выбор принципиальной схемы станка.

Рис. 1. Схема 1



Исследование динамики механизма подачи станков, выполненных по схеме I (рис. 1), показало, что масса подвижных частей механизма подачи существенно влияет на эксплуатационные и конструктивные параметры станка [1, 2].

Путь разгона и торможения тележки при данной схеме по конструктивным и технологическим соображениям — величина постоянная, а суммарная масса тележки с заготовкой в процессе работы станка

изменяется, поэтому неизбежно отклонение скоростей подачи от оптимального значения в сторону уменьшения. Максимальная скорость достигается при последнем цикле возвратно-поступательного движения тележки, когда суммарная масса подвижных частей наименьшая. Разбег скоростей снижает производительность станка, так как подача древесины на пильный диск осуществляется со скоростями ниже допустимых.

Аналитические и экспериментальные исследования показали, что отклонение скорости надвигания от оптимальной зависит от соотношения масс тележки и древесины  $A$  и составляет 45 % при  $A = 0,2$ ; 22 % при  $A = 1,0$ ; 15 % при  $A = 2$ . Рекомендуемое значение  $A$  от 1 до 1,2. Дальнейшее увеличение массы тележки дает незначительный эффект, но требует больших затрат энергии на разгон и остановку механизма подачи.

Таким образом, при традиционной кинематической схеме станка не удастся получить оптимальный режим его работы и использовать преимущества механизма подачи с постоянным усилием надвигания, а также резервы попутного пиления. Так, при надвигании с  $P_u = \text{const}$  происходит самозатягивание древесины на пильный диск, что приводит к аварийным ситуациям.

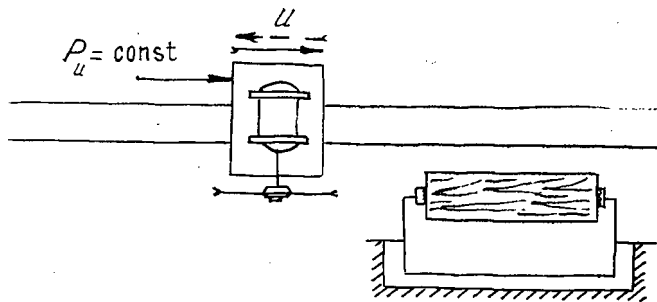


Рис. 2. Схема II

Одним из способов улучшения работы станка в режиме с  $P_u = \text{const}$  является такое конструктивное решение, при котором масса подвижных частей механизма подачи постоянна ( $m = \text{const}$ ). Это возможно, когда распиливаемый кряж неподвижен, а механизм резания и подачи совмещены в один узел (рис. 2, схема II). В этом случае разбег скоростей равен единице, и резание происходит с предельно допустимыми скоростями, что увеличивает производительность станка.

Рассмотрим этап пиления древесины при  $m = \text{const}$ :

$$m \frac{du}{dt} = P_u - P_v (\nu \cos \Theta + \sin^2 \Theta), \tag{1}$$

где  $\nu = \frac{R}{P_v}$  — коэффициент соотношения между радиальной ( $R$ ) и касательной ( $P_v$ ) составляющими силы резания;

$\Theta$  — кинематический угол встречи, рад (при зажиме кряжа в центре  $\Theta = \text{const}$ ).

Подставив выражение для  $P_v$  [1], разделив переменные и интегрируя, получим:

$$\int \frac{du}{P_u - Dmhu} = \frac{1}{m} \int dt + C_1.$$

Постоянную интегрирования  $C_1$  находим из начальных условий:  $t = 0, u = u_{max}$ . После интегрирования имеем

$$\ln \frac{P_u - Dmhu_{max}}{P_u - Dmhu} = hDt,$$

где  $D = \frac{30kb}{\pi m n i} (\nu \cos \Theta + \sin \Theta)$ ;

$h$  — высота пропила;

$r$  — радиус пильного диска;

$i$  — передаточное число пильного механизма;

$n$  — частота вращения вала двигателя;

$k$  — удельная работа резания;

$b$  — ширина пропила;

$t$  — время цикла.

Скорость подачи при резании

$$u = e^{-Dht} \left[ \frac{P_u}{Dmh} (e^{Dht} - 1) + u_{max} \right]. \quad (2)$$

Интегрируя выражение  $dS = udt$ , получаем закон движения механизма резания — подачи. Постоянная интегрирования найдена из условия:  $t = 0$ ,  $S$  (путь подачи) = 0.

$$S = (e^{-Dht} - 1) \left( \frac{P_u}{D^2 h^2 m} + \frac{u_{max}}{Dh} \right) + \frac{P_u t}{Dhm}. \quad (3)$$

Из формулы (3) можно найти время пиления, так как при пути подачи ( $S$ ), равном длине кряжа ( $l$ ),  $t = t_p$ , где  $t_p$  — время этапа резания.

Анализ зависимостей (2), (3) показывает, что время резания древесины снижается с уменьшением высоты пропила, причем  $u_p \geq [u]$ , где  $u_p$  — скорость подачи при резании.

Уменьшение рабочего времени в общем цикле работы станка, в свою очередь, существенно влияет на снижение мощности привода и на энергоёмкость процесса распиловки древесины.

Скорость подачи при резании можно увеличивать до известных пределов, так как есть ограничение ее по прочности пильного диска и подачи древесины на зуб. Чтобы избежать превышения скорости выше допустимого значения  $[u]$ , увеличиваем массу поступательно движущихся частей механизма до размеров, обеспечивающих условие  $u_p \leq [u]$ .

Для  $h_{min} = 0$

$$m = \frac{2P_u l}{(u_{opt} + [u])^2}. \quad (4)$$

находим путь разгона механизма

$$S_1 = l \frac{u_{opt}^2}{(u_{opt} + [u])^2}. \quad (5)$$

При кинематической схеме II исключается холостой ход механизма подачи — резания, пила режет кряж слева и справа при движении тележки, что также увеличивает производительность станка. Станки, выполненные по схеме II, менее энергоёмки и металлоёмки, более компактны и малогабаритны. Выбранная схема дает возможность создавать высокопроизводительные станки-автоматы.

Кинематическая схема II может быть рекомендована для шпалорезных станков, что подтверждается исследованиями по определению оптимальных массовых параметров подвижных частей механизма подачи [1, 2].

Сравнительный анализ кинематических схем I и II позволяет выбрать конструктивное решение круглопильного станка циклического действия для продольной распиловки в зависимости от конкретных условий его работы.

## ЛИТЕРАТУРА

[1]. Есафова З. Я. Влияние веса подвижных частей механизма подачи круглопильных станков, работающих с постоянным усилием подачи // Тр. / ХабПИ.— 1974.— С. 67—71. [2]. Есафова З. Я., Есафов В. Д. Определение оптимальных массовых параметров механизма подачи круглопильных станков циклического действия // Лесн. журн.— 1980.— № 4.— С. 68—70.— (Изв. высш. учеб. заведений).

Поступила 24 апреля 1989 г.

УДК 625.731.001.24

## ОБ ОЦЕНКЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ОСНОВАНИЙ ЗИМНИХ ДОРОГ НА БОЛОТАХ

В. С. МОРОЗОВ

СевНИИП

В современной практике расчета напряжений и деформаций оснований зимних дорог на болотах их принято рассматривать как плиты (балки), лежащие на слое талого торфа, обладающего винклеровскими свойствами [2, с. 116]. Такая предпосылка использована, в частности, в работах [3, 4]. Она подтверждена нами при расчетах оснований зимних дорог на болотах с помощью метода конечных элементов.

На зимних автомобильных лесовозных дорогах, проложенных по болотам и заболоченным участкам, широко применяют следующие три основные конструкции оснований: слой мерзлого торфа, образованного при проминке поверхности болот с разрушением мохового покрова; деревянный (лежневый) настил на слое мерзлого торфа и, наконец, конструкция, состоящая из насыпи (минеральный грунт), деревянного настила и слоя мерзлого торфа.

При исследовании напряженного состояния оснований зимних дорог необходимо учитывать присущие им особенности:

разномодульность слоев, состоящих из грунта, дерева, мерзлого торфа;

зависимость модуля упругости (деформации) мерзлого торфа от его температуры, которая повышается по глубине основания и в подошве его становится равной нулю [1, с. 122—125];

анизотропию механических свойств, т. е. разномодульность мерзлого торфа (и грунта) при растяжении и сжатии [2, с. 120].

Методика исследования включает следующие этапы: задание модулей упругости (деформации) отдельных слоев конструкции основания; определение положения нейтральной оси при его изгибе; построе-

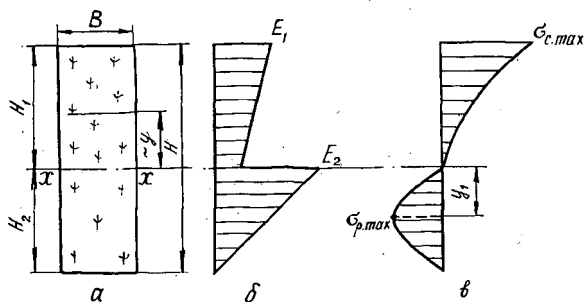


Рис. 1. Основание из мерзлого торфа: а — схема поперечного сечения; б — эпюра модуля деформации; в — эпюра напряжений