

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 629.114.3 : 531.1

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ
КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТРОСОВОЙ СИСТЕМЫ
УПРАВЛЕНИЯ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА

А. В. ЖУКОВ, О. В. ПЕТРОВИЧ, А. И. КИРИЛЬЧИК

Белорусский технологический институт

В лесной промышленности при вывозке древесины в хлыстах широко применяют автопоезда с тросовой крестообразной сцепкой (рис. 1). Длина дышла l_d , плечи a и b , углы установки плеч γ и φ относительно точек шарнирного крепления дышла к тягачу и прицепу-ропуску определяют кинематические характеристики данного механизма.

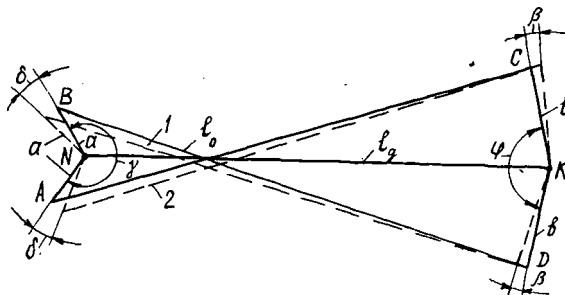


Рис. 1. Кинематическая схема крестообразной сцепки лесовозного автопоезда

Методики определения рациональных параметров системы управления лесовозного автопоезда изложены в работах [3, 5]. Авторы работы [5] тросы крестообразной сцепки рассматривают жесткими, в то время как последние представляют собой гибкие нити. Допущение о жесткости вносит погрешности в результаты расчета. Прежде всего, оно не дает возможности рассматривать такие особенности криволинейного движения, как возникновение неуправляемости прицепного звена автопоезда в момент смены рабочих ветвей тросового привода при выходе автопоезда из поворота. Вопрос о возникновении зон неуправляемости при движении автопоезда на повороте рассматривается в работе [3], однако связь между ведущими и ведомыми звеньями крестообразной сцепки определяется методом «условного удлинения» троса, когда положение прицепа-ропуску относительно дышла остается неизменным, что также является допущением, снижающим точность расчетов. В рассмотренных выше методиках [3, 5] не исследована работа системы управления при движении автопоезда на различных участках криволинейной траектории.

В данной статье оценка кинематических параметров тросовой системы управления произведена с учетом свойств гибких нитей [1]. Так как гибкая нить воспринимает только растягивающие нагрузки, тросовая крестообразная сцепка была представлена в виде двух симмет-

ричных относительно дышла четырехшарнирных механизмов *NACK* и *NBDK* (рис. 1), работающих при криволинейном движении автопоезда попеременно и в противофазах. Линия центров рассматриваемых механизмов проходит через точки крепления дышла *N* и *K*. Плечи *a* — ведущие звенья, плечи *b* — ведомые.

Принято допущение, что при работе четырехшарнирного механизма его звенья не деформируются, зазоры в шарнирах отсутствуют. Тогда l_p — расстояние между точками крепления рабочей ветви *l* тросовой системы управления автопоезда на повороте, будет соответствовать длине троса l_0 при прямолинейном движении автопоезда:

$$l_p = l_0 = \sqrt{\left(l_d - a \cos \frac{\gamma}{2} - b \cos \frac{\gamma}{2}\right)^2 + \left(a \sin \frac{\gamma}{2} + b \sin \frac{\gamma}{2}\right)^2}. \quad (1)$$

Наибольших значений передний δ и задний β углы складывания автопоезда достигают при минимальном радиусе поворота автопоезда

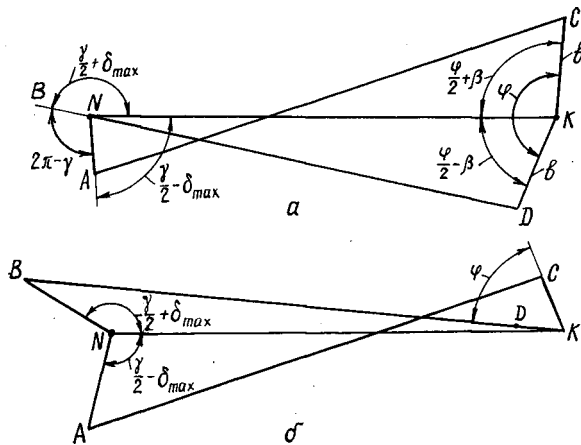


Рис. 2. Крайние положения звеньев системы управления: $a - l_0 + b > l_d + a$; $b - l_0 + b < l_d + a$

$\beta_{max} = f(R_{min})$, $\delta_{max} = f(R_{min})$ [2]. Поэтому рассматриваемые шарнирные четырехзвенники должны обладать достаточной степенью свободы, обеспечивающей работоспособность системы управления при движении автопоезда по окружности с минимальным радиусом. Согласно свойствам шарнирного четырехзвенника [4], максимальные значения углов β и δ в зависимости от размеров звеньев определяются при $l_0 + b > l_d + a$ (рис. 2, а):

$$\beta'_{max} = \frac{\varphi}{2} - NKD; \quad \delta'_{max} = \pi - \frac{\gamma}{2} - KND,$$

где $NKD = \arccos \frac{l_d^2 - b^2 - (l_0 - a)^2}{2l_d b}$; $KND = \arccos \frac{(l_0 - a)^2 + l_d^2 - b^2}{2(l_0 - a)l_d}$.

При соотношении $l_0 + b < l_d + a$ (рис. 2, б):

$$\beta'_{max} = \frac{\varphi}{2} + BKN; \quad \delta'_{max} = BNK - \frac{\gamma}{2},$$

где

$$BKN = \arccos \frac{l_d^2 + (l_0 + b)^2 - a^2}{2l_d(l_0 + b)}; \quad BNK = \arccos \frac{l_d^2 + a^2 - (l_0 + b)^2}{2l_d a}.$$

Система управления работоспособна только в том случае, если будут выполняться условия $\beta'_{max} > \beta_{max}$; $\delta'_{max} > \delta_{max}$.

Определим изменение угла β как функцию от δ .

При прямолинейном движении автопоезда $\delta = 0$; $\beta = 0$; $NKD = \frac{\varphi}{2}$; $\frac{\varphi}{2} = BKD - DKN$ (рис. 1).

При криволинейном движении участки траектории можно разделить на три характерные группы [2]: входная траектория, круговая, выходная. Каждый поворот автопоезда при криволинейном движении является движением по выходной траектории относительно предыдущего участка.

Функциональная зависимость $\beta = f(\delta)$ для автопоезда, находящегося на участке движения по входной траектории $NKD = \frac{\varphi}{2} - \beta$ (рис. 1), имеет вид:

$$\beta = \frac{\varphi}{2} + BKN - BKD. \quad (2)$$

Значения углов BKN и BKD зависят от переднего угла складывания автопоезда и равны:

$$BKN = \arccos \frac{l_{BK}^2 + l_n^2 - a^2}{2l_{BK}l_n}; \quad BKD = \arccos \frac{l_{BK}^2 + b^2 - l_0^2}{2l_{BK}b},$$

где
$$l_{BK} = \sqrt{a^2 + l_n^2 - 2al_n \cos\left(\frac{\gamma}{2} + \delta\right)}.$$

При движении автопоезда по выходной траектории значение угла β находят по формуле (рис. 1):

$$\beta = CKA - NKA - \frac{\gamma}{2}; \quad (3)$$

где
$$CKA = \arccos \frac{b^2 + l_{AK}^2 - l_0^2}{2bl_{AK}}; \quad NKA = \arccos \frac{l_n^2 + l_{AK}^2 - a^2}{2l_n l_{AK}};$$

$$l_{AK} = \sqrt{a^2 + l_n^2 - 2al_n \cos\left(\frac{\gamma}{2} - \delta\right)}.$$

Зависимости (2) и (3) определяют связь между передним и задним углами складывания автопоезда при криволинейном движении.

В приведенной методике кинематику поворота автопоезда с крестообразной сцепкой рассматривали с учетом состояния нерабочей l_n ветви тросового привода.

При криволинейном движении автопоезда возможны следующие кинематические соотношения:

1) $l_p < l_n$ — состояние кинематического несоответствия сцепки, т. е. когда нерабочая ветвь l_n препятствует повороту прицепа:

$$\Delta = l_p - l_n < 0, \quad (4)$$

где
$$l_n = \sqrt{\left(l_n - a \cos\left(\frac{\gamma}{2} - \delta\right) - b \cos\left(\frac{\gamma}{2} + \beta\right)\right)^2 + \left(a \sin\left(\frac{\gamma}{2} - \delta\right) + b \sin\left(\frac{\gamma}{2} + \beta\right)\right)^2};$$

2) $l_p > l_n$ — положение, при котором возникают зоны неуправляемости ψ прицепа в момент смены рабочих ветвей тросового привода при выходе автопоезда из поворота (рис. 3). Рабочей становится тяга 2, нерабочей тяга 1 (рис. 1).

$$\Delta = l_0 - l_n > 0, \quad (5)$$

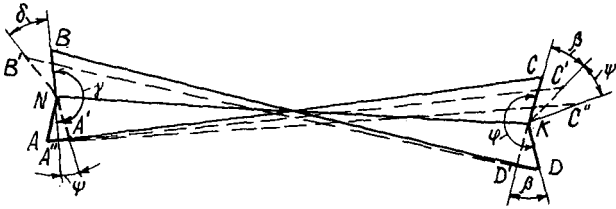


Рис. 3. Зона неуправляемости автопоезда ψ и угол проворачивания прицепного звена ψ' при криволинейном движении автопоезда

В результате несоответствия расстояний l_0 и L_n между точками шарнирного крепления гибких тяг системы управления на тягаче и тележке (5) передний угол складывания автопоезда δ уменьшится на некоторое значение ψ без изменения положения прицепа-ропуски относительно дышла (угол $\beta = \text{const}$).

Определим зону неуправляемости ψ (рис. 3)

$$\psi = C'NA'' - C'NA', \quad (6)$$

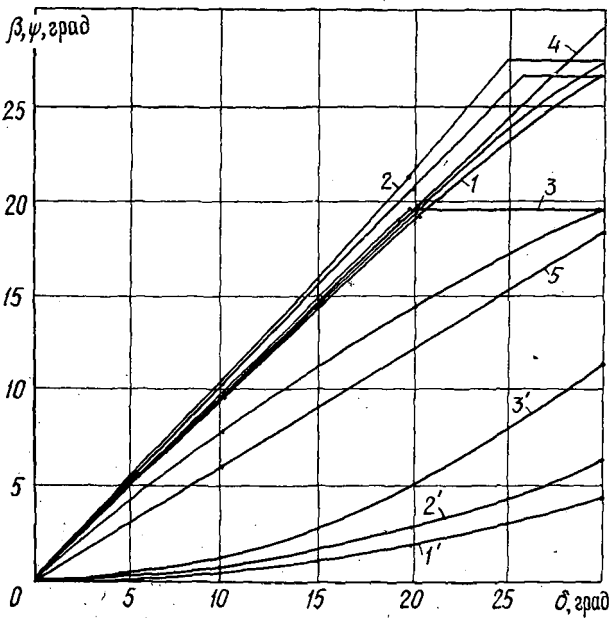


Рис. 4. Кинематические зависимости тросовой системы управления автопоезда на повороте:
 1, 1' — зависимости $\beta = f(\delta)$ и $\psi' = f(\delta)$ крестообразной сцепки лесовозного автопоезда МАЗ-509А + ГКБ-9383 ($a = 0,96$ м; $b = 0,96$ м; $\gamma = 194^\circ$; $\varphi = 154^\circ$; $l_d = 10$ м);
 2, 2' — зависимости $\beta = f(\delta)$ и $\psi' = f(\delta)$, ($a = 0,96$ м; $b = 0,96$ м; $\gamma = 180^\circ$; $\varphi = 180^\circ$; $l_d = 10$ м); 3, 3' — зависимости $\beta = f(\delta)$ и $\psi' = f(\delta)$, ($a = 0,96$ м; $b = 0,96$ м; $\gamma = 230^\circ$; $\varphi = 180^\circ$; $l_d = 10$ м); 4 — зависимость $\beta = f(\delta)$, ($a = 0,6$ м; $b = 0,96$ м; $\gamma = 168^\circ$; $\varphi = 157^\circ$; $l_d = 10$ м), 5 — зависимость $\beta = f(\delta)$, ($a = 0,96$ м; $b = 0,96$ м; $\gamma = 168^\circ$; $\varphi = 157^\circ$; $l_d = 10$ м)

где $C'NA' = \arccos \frac{a^2 + l_{NC}^2 - l_n^2}{2al_{NC}}$; $C'NA'' = \arccos \frac{a^2 + l_{NC}^2 - l_0^2}{2al_{NC}}$;

$$l_{NC} = \sqrt{l_d^2 + b^2 - 2l_d b \cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_{max}\right)}.$$

Возникшее при кинематическом соотношении (5) провисание холостой ветви системы управления Δ может вызвать проворачивание прицепного звена под действием внешних сил (неровности дороги, одиночные препятствия и т. д.) и привести к аварийной ситуации на дороге. Возможный угол проворачивания тележки ψ' при переезде неровностей на повороте в соответствии со схемой, представленной на рис. 4, равен:

$$\psi' = A'KC'' - A'KC', \quad (7)$$

где $A'KC'' = \arccos \frac{l_{AK}^2 + b^2 - l_0^2}{2l_{AK}b}$; $A'KC' = \arccos \frac{l_{AK}^2 + b^2 - l_n^2}{2l_{AK}b}$;

$$l_{AK} = \sqrt{a^2 + l_d^2 - 2al_d \cos\left(\frac{\gamma}{2} - \delta\right)};$$

3) $l_p = l_n$ — наиболее желательное кинематическое соотношение, к которому необходимо стремиться при проектировании системы управления:

$$\Delta = l_0 - l_n = 0. \quad (8)$$

Полученные критерии позволяют оценить кинематические свойства тросовой системы управления при движении автопоезда на различных участках криволинейной траектории.

Функциональные зависимости $\beta = f(\delta)$, $\psi = f(\delta)$ и $\psi' = f(\delta)$ кинематической схемы тросовой крестообразной сцепки использованы для определения влияния угловых параметров и размеров звеньев системы управления на маневренные качества автопоезда (рис. 4).

Проведенные на основе предложенной методики расчеты на ЭВМ ЕС-1033 показали, что кинематическая зависимость между передним и задним углами складывания лесовозного автопоезда МАЗ-509А + ГКБ-9383 имеет нелинейный характер. Зона неуправляемости ψ и угол проворачивания прицепа-роспуска ψ' при $\delta = 30^\circ$ превышает 4° — процесс 1, 1'. Если угловые параметры γ и φ крестообразной сцепки автопоезда МАЗ-509А + ГКБ-9383 принять равными 180° , то зона неуправляемости ψ возрастёт до $5,2^\circ$, угол проворачивания ψ' достигает $6,5^\circ$ — процессы 2, 2'. При увеличении угла γ до 230° , $\psi = 9,7^\circ$, $\psi' = 11,7^\circ$ — процессы 3, 3'. Линейный характер зависимость $\beta = f(\delta)$ получает при $\varphi = 157^\circ$, $\gamma = 168^\circ$ — процесс 4. Соотношение плеч a и b крестообразной сцепки определяют угол наклона линейной зависимости $\beta = f(\delta)$ — процессы 4, 5.

Анализ работы крестообразной сцепки при различных значениях ее параметров показал, что правильный выбор угловых параметров γ и φ обеспечивает надежную работу системы управления автопоезда, исключает возможность возникновения кинематических несоответствий (4) и (5) при движении автопоезда на повороте. Соотношение a и b обеспечивает необходимое передаточное отношение между передним и задним углами складывания $i = \frac{\beta}{\delta}$.

Использование приведенной методики позволяет всесторонне оценить кинематические характеристики проектируемой системы управления, подобрать ее рациональные параметры.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Биргер И. А., Мавлютов Р. Р. Сопrotивление материалов.— М.: Наука, 1986.— 560 с. [2]. Закин Я. Х. 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

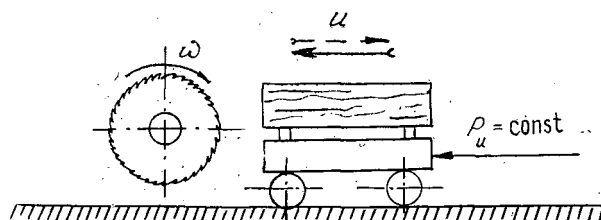
В традиционной кинематической схеме круглопильных станков циклического действия для продольной распиловки древесины механизм резания неподвижен, а механизм подачи выполнен с возвратно-поступательным движением тележки. По такой схеме работают шпалорезные станки (ЦДТ-6-3, ЦДТ-6-2, ЦДТ-7Ш), станки для раскряга 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