

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 629.114.3.001

ОБЩАЯ МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ  
ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА ПРИ ПОВОРОТЕ

А. В. ЖУКОВ, А. И. КИРИЛЬЧИК

Белорусский технологический институт

Положение лесовозного или любого длиннобазового автопоезда на повороте будет вполне определенным, если известны траектория тягача (обычно задаются траекторией середины задней оси тягача  $y f(x)$ ), база автопоезда  $L_8$ , способ соединения тягача с тележкой прицепного звена (задана угловая характеристика  $\beta = f(\delta)$ , где  $\delta$  и  $\beta$  — соответственно передний и задний углы складывания автопоезда), а также найден закон изменения переднего угла складывания  $\delta = f(x)$ . Именно в нахождении этого закона и заключается известная сложность определения взаимного положения звеньев автопоезда на повороте.

В работах [2, 3] было получено дифференциальное уравнение для определения  $\delta$  автопоезда, соединенного прямой сцепкой с тележкой прицепа:

$$\frac{\sin \delta}{L_8} = \frac{1}{\rho} - \frac{d\delta}{dS}, \tag{1}$$

где  $\rho$  — радиус кривизны траектории;  
 $dS$  — путь, пройденный тягачом за время  $dt$ .

Ось колес тележки прицепа при прямой сцепке установлена под прямым углом к продольной оси полуприцепа, т. е.  $\beta = 0$ .

Дифференциальное уравнение (1) довольно точно описывает закон изменения переднего угла складывания автопоезда, но для участков траектории с постоянной кривизной. Для участков с переменной кривизной уравнение (1) может быть решено только численными методами или приближенно. Как известно из работ Я. Х. Закина [1], траектория входа и выхода автопоезда из поворота в общем случае имеет вид кубической параболы, поэтому применение выражения (1) в данном случае в известной степени затруднено.

Составим дифференциальное уравнение для определения  $\delta = f(x)$  при прямой сцепке, не учитывая бокового увода шин и их поперечного скольжения.

Первоначально автопоезд расположен в отрезке  $OB$  (рис. 1, а). За малый промежуток времени  $\Delta t$  тягач переместится по траектории  $y = f(x)$  на расстояние  $\Delta S$  из точки  $B$  в точку  $B'$ , тогда точка  $O$  (центр тележки) переместится в точку  $O'$ .

При  $\Delta t \rightarrow 0 \Delta(S) \rightarrow dS$ , а перемещение  $OO'$  мало по сравнению с  $BB'$ , и им можно пренебречь. Рассмотрим полученный треугольник  $BB'O$ . Угол  $BOB'$

$$\alpha_1 + \delta - \alpha'_1 - \delta' = \Delta\alpha + \Delta\delta,$$

где  $\alpha_1, \alpha'_1$  — угол наклона касательной к траектории тягача соответственно в точках  $B$  и  $B'$ .



Решая нелинейное дифференциальное уравнение (4), можно найти зависимость  $\delta = f(x)$  при любой траектории движения тягача, соединенного прямой сцепкой с тележкой прицепа.

Большое значение имеет определение взаимного положения звеньев автопоезда на повороте при различных способах их соединения, т. е. при различных угловых характеристиках  $\beta = f(\delta)$ . Данный вопрос рассматривался в работе [4], однако полученные зависимости не наглядны и относятся к частным случаям, что ограничивает их использование.

Траектория тележки прицепа при наличии у автопоезда крестообразной или другой сцепки, угловая характеристика которой  $\beta = f(\delta)$ , будет смещена относительно траектории тележки, соединенной прямой сцепкой, на величину отрезка  $OP$  (рис. 1, б). Очевидно, что угол  $\delta_k$  — переднего складывания автопоезда с угловой характеристикой  $\beta = f(\delta)$  отличается от угла  $\delta_n$  — переднего складывания автопоезда с прямой сцепкой на величину  $\delta^*$ , т. е.

$$\delta_n - \delta_k = \delta^* \quad (5)$$

Угол  $\delta^*$  можно определить из следующих уравнений:

$$\alpha_2 = \delta_n + \alpha_1; \quad (5)$$

$$\alpha_2 - \beta = \alpha_1 + \delta_k. \quad (6)$$

Вычитая уравнение (6) из уравнения (5), получим

$$\beta = \delta_n - \delta_k = \delta^*.$$

С учетом того, что

$$\angle OBB' = \pi - \delta_k - \delta^* = \pi - (\delta_k + \beta),$$

запишем дифференциальное уравнение движения:

$$-\frac{dS}{d\alpha_1 + d\delta} = \frac{L_\delta}{\sin(\delta + \beta)}, \quad (7)$$

которое после соответствующих подстановок и преобразований примет вид:

$$\sin(\delta + f(\delta))(1 + f'^2(x))^{3/2} + L_\delta f''(x) + L_\delta(1 + f'^2(x)) \frac{d\delta}{dx} = 0. \quad (8)$$

Дифференциальное уравнение (8) является общим уравнением движения автопоезда на повороте, по которому можно определить функциональную зависимость переднего угла складывания автопоезда, движущегося по любой траектории и с различными способами соединения тягача с тележкой прицепного звена. Дифференциальное уравнение (4) является частным случаем уравнения (8) при  $\beta = 0$ .

Зная зависимость  $\delta = f(x)$ , можно получить координаты тележки прицепа при движении автопоезда на повороте, задаваясь координатами задней оси тягача. Угол наклона касательной к оси  $x$  (рис. 2), проведенной в горизонтальной точке  $A$ , взятой на траектории тягача, определится следующим образом:

$$\operatorname{tg} \alpha = y' = f'(x),$$

откуда

$$\alpha = \operatorname{arctg} [f'(x)].$$

Запишем уравнение касательной к точке  $A$ :

$$y - y_1 = k(x - x_1). \quad (9)$$

где  $y_1$  и  $x_1$  — текущие координаты тягача;

$k$  — угловой коэффициент наклона касательной;  $k = f'(x)$ .

Аналогично запишем уравнение прямой, проходящей через линию базы автопоезда:

$$y - y_1 = k_L(x - x_1), \quad (10)$$

где  $k_L$  — угловой коэффициент линии, проходящей через базу автопоезда:

$$k_L = \operatorname{tg}(\alpha \pm \delta(x)) = \operatorname{tg}[\operatorname{arctg} f'(x) \pm \delta(x)].$$

Для определения координат тележки прицепа автопоезда необходимо решить совместно систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} (y_2 - y_1)^2 + (x_2 - x_1)^2 &= L_0^2; \\ y_2 - y_1 &= k_L(x_2 - x_1), \end{aligned} \right\}$$

где  $y_2$  и  $x_2$  — координаты тележки прицепа автопоезда.

При решении данной системы уравнений получаем:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= \pm x_1 + L_0(k_L^2 + 1)^{-1/2}; \\ y_2 &= \pm y_1 + L_0 k_L(k_L + 1)^{-1/2}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Если уравнение траектории тягача  $y = f(x)$  — функция монотонно возрастающая, то в выражениях (11)  $x_1$  и  $y_1$  являются положительными, при монотонно убывающей функции знаки при  $x_1$  и  $y_1$  отрицательные.

Таким образом, задаваясь траекторией движения задней оси тягача и получив по уравнениям (11) траекторию движения тележки прицепа, можно путем элементарных графических построений [1] определить  $R_n$  и  $R_{вн}$  — наружный и внутренний радиусы движения автопоезда на повороте, а также габаритную полосу движения  $S$  при круговом движении автопоезда:

$$S = R_n - R_{вн}.$$

Для проверки теоретических выкладок была изготовлена модель полуприцепа, выполненная в масштабе 1:10. База полуприцепа составляла 12,6 м, а угловая характеристика  $\beta = 0,75 \delta$ . Модель испытывали при движении по окружности радиусом  $R = 1$  м с дальнейшим переходом на прямую выхода из поворота (рис. 3). Теоретические значения  $\delta$  при изменении текущей координаты  $x$  определены по формуле (8) с применением ЭЦВМ.

Данные теоретического расчета и экспериментальной проверки на модели сведены в табл. I.

Как видно из таблицы, расхождения между экспериментальными и теоретическими данными незначительны (ошибка не превышает 5%), что подтверждает справедливость полученных уравнений.

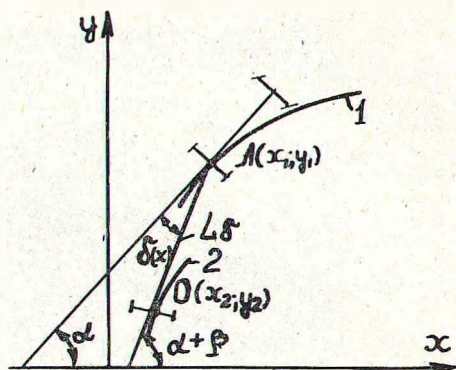


Рис. 2. Расчетная схема для определения координат тележки прицепного звена.

1 — траектория задней оси тягача; 2 — траектория тележки.

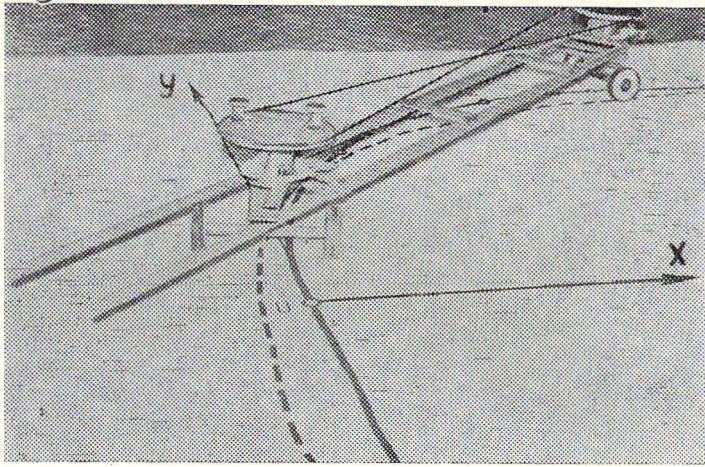


Рис. 3. Экспериментальная модель лесовозного автопоезда.

Таблица 1

$x$ м	$\delta^0_{\text{теор}}$	$\delta^0_{\text{эксп}}$	$x$ м	$\delta^0_{\text{теор}}$	$\delta^0_{\text{эксп}}$	$x$ м	$\delta^0_{\text{теор}}$	$\delta^0_{\text{эксп}}$
0,1	19,2	20	0,9	36,0	36,5	1,7	15,0	15
0,2	24,4	22	1,0	36,6	37	1,8	13,2	12,5
0,3	27,6	26	1,1	32,6	34	1,9	11,5	10,5
0,4	29,9	28,5	1,2	28,9	31	2,0	10,0	9,0
0,5	31,6	31	1,3	25,5	27	2,1	8,7	7,5
0,6	33,0	32	1,4	22,5	23	2,2	7,7	6,0
0,7	34,1	33,5	1,5	19,7	20	2,3	6,6	5,0
0,8	35,1	35,5	1,6	17,2	17	2,4	5,7	4,5

Кроме этого, теоретические данные сравнивали по величине габаритной полосы движения с данными Минского автозавода, полученными при натурном испытании автопоезда. В качестве тягача использовали автомобиль КрАЗ-258 с полуприцепом полной массой 10,3 т. Испытания проводили без груза на сухой горизонтальной асфальтированной площадке. Согласно ТУ 37.160.092—77 и ТУ 37.160.096—77, ширина коридора автопоезда при повороте на  $90^\circ$  с наружным габаритным радиусом 25 м не должна превышать 8,5 м.

Результаты испытаний приведены в табл. 2.

Таблица 2

Сравниваемые данные	$R_H$	$R_{BH}$	$s$	$s$ м по ТУ
	по замеру, м			
Экспериментальные:				
КрАЗ-258-99851	13,1	7,1	6,0	8,5
Модель	12,6	7,2	5,4	—
Теоретические	12,88	7,16	5,72	—

Таким образом, предлагаемый метод расчета достаточно точен и позволяет определять взаимное положение звеньев автопоезда на повороте, траекторию движения прицепного звена и габаритную полосу движения лесовозного автопоезда при различных способах соединения прицепа с тягачом, двигающимся по любой траектории.

## ЛИТЕРАТУРА

[1]. Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда. — М.: Транспорт, 1967. [2]. Зисман Л. М., Гицбург Л. Л. Методика аналитического определения взаимного положения прицепного звена и тягача на поворотах. — Автомоб. пром-сть, 1973, № 10, с. 15—16. [3]. Клычков П. Д. О криволинейном движении автопоезда. — Автомоб. пром-сть, 1979, № 1, с. 15—16. [4]. Крышень Н. И. Аналитический метод определения угла складывания автопоезда. — Автомоб. пром-сть, 1979, № 3, с. 24—26.

Поступила 13 апреля 1981 г.

УДК 629.11.012.814 : 512.831

## ИССЛЕДОВАНИЕ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПАКЕТА ХЛЫСТОВ ПЕРЕМЕННОГО ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ

Н. И. БИБЛЮК

Львовский лесотехнический институт

Пакет хлыстов, погруженных комлями в одну сторону, можно рассматривать как стержень переменного поперечного сечения с изменяющимися по длине массой и жесткостью [4].

Для исследования колебаний автопоезда с пакетом хлыстов переменного поперечного сечения нами предложен алгоритмический метод расчета, основанный на использовании матричного метода начальных параметров [1]. При этом пакет представлен в виде ступенчатого стержня, распределенная масса и жесткость которого изменяются скачками при переходе от одного участка к другому.

Дальнейшее упрощение расчетной модели пакета хлыстов может быть достигнуто путем замены распределенных масс пакета сосредоточенными. Этот метод основан на идее приближенной замены системы с бесконечным числом степеней свободы системой с конечным чис-

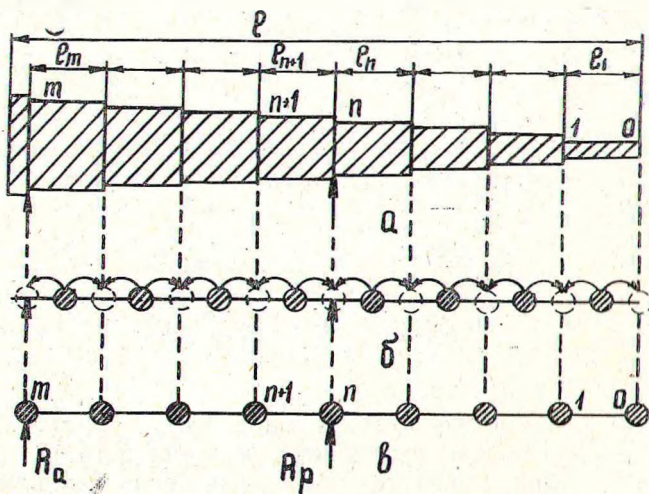


Рис. 1. Расчетные схемы пакета хлыстов.

$a$  — в виде ступенчатого стержня;  $b$  — с сосредоточенными массами, приведенными к центру тяжести участков;  $в$  — с сосредоточенными массами, приведенными к границам участков.