

## ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 629.114.3.001.24

*А.В. ЖУКОВ, О.В. ПЕТРОВИЧ*

Белорусский государственный технологический университет



Жуков Анатолий Васильевич родился в 1937 г., окончил в 1960 г. Белорусский лесотехнический институт, доктор технических наук, профессор кафедры лесных машин и технологии лесозаготовок Белорусского государственного технологического университета, заведующий научно-исследовательской лабораторией механизации и автоматизации лесопромышленных процессов и специальных транспортных систем. Имеет более 320 печатных работ в области лесопромышленных процессов и специальных транспортных систем.

**АНАЛИТИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ РАБОТЫ КРЕСТООБРАЗНОЙ СЦЕПКИ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА**

Получены аналитические зависимости, которые позволяют определять период действия и смену фаз работы крестообразной сцепки лесовозного автопоезда на повороте.

Analytical dependencies have been obtained, allowing for determining the activity period and phase changing of cross coupling operation of timber truck train on turns.

Кинематические свойства крестообразной сцепки лесовозного автопоезда оказывают существенное влияние на характеристики его маневрирования. Методика определения рациональных параметров системы управления лесовозным автопоездом изложена в работе [2], где кинематический анализ работы тросовой системы управления дан с учетом свойств гибких нитей, воспринимающих только растягивающую нагрузку. На основании полученных кинематических зависимостей, описывающих взаимодействие звеньев тросовой системы управления лесовозного автопоезда, произведем анализ всех фаз работы крестообразной сцепки автопоезда с учетом особенностей движения и взаимодействия звеньев автопоезда на этапах его поворота: вход в поворот, круговое движение, выход из поворота [1, 3].

Согласно методике [2] крестообразная сцепка лесовозного автопоезда была представлена в виде двух симметричных относительно дышла четырехшарнирных механизмов  $CNDB$  и  $CAKB$ , работающих при криволинейном движении автопоезда попеременно и в противофазах (рис. 1). База  $L$  прицепного звена автопоезда, плечи  $c$  и  $b$ , углы  $\gamma$  и  $\varphi$  установки плеч относительно точки  $C$  шарнирного крепления прицепного звена к тягачу и точки  $B$  шарнирного крепления управляемой колесной оси либо управляемой колесной тележки к прицепному звену определяют кинематические характеристики данного механизма управления прицепным звеном.

Для лесовозных автопоездов с роспуском ГКБ-9362, имеющим телескопическое дышло, базой  $L$  роспуска является межкониковое расстояние, а для автопоездов, имеющих роспуск типа ГКБ-9383 с жестко заданной длиной дышла, – его длина [1]. Линия центров рассматриваемых механизмов  $CNDB$  и  $CAKB$  проходит через шарнир  $C$  крепления прицепного звена к тягачу и шарнир  $B$  крепления поворотной колесной тележки к роспуску и совпадает с осью абсцисс подвижной системы координат  $X_2O_2Y_2$  прицепного звена автопоезда. Ведущими звеньями (кривошипами) механизмов  $CNDB$  и  $CAKB$  являются рычаги  $c$ , ведомыми (коромыслами) – рычаги  $b$ . Тросы  $l_{ND}$  и  $l_{AK}$  в зависимости от фазы работы крестообразной сцепки попеременно выполняют роль шатунов соответствующих четырехшарнирных механизмов. Угол  $\delta$  складывания автопоезда определяет вращение кривошипа, угол  $\beta$  поворота управляемой колесной тележки – вращение коромысла.

Проанализируем все фазы работы крестообразной сцепки с учетом особенностей движения и взаимодействия звеньев автопоезда на определенных его этапах: вход в поворот, круговое движение и выход.

Расстояние между точками крепления работающей гибкой тяги рассматриваемого четырехзвенника управления автопоезда соответствует длине троса  $l$  при прямолинейном движении автопоезда:

$$l = \sqrt{\left(L - c \cos \frac{\gamma}{2} - b \cos \frac{\varphi}{2}\right)^2 + \left(c \sin \frac{\gamma}{2} + b \sin \frac{\varphi}{2}\right)^2}. \quad (1)$$

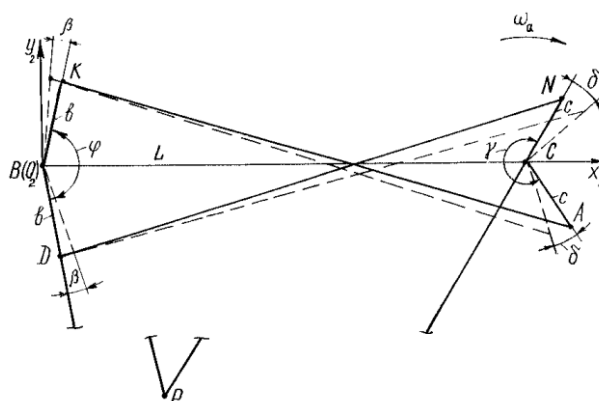


Рис. 1. Схема крестообразной сцепки автопоезда

Определим угол  $\beta$  относительного поворота в подвижной системе координат  $X_2O_2Y_2$  управляемой колесной тележки роспуска как функцию от угла  $\delta$  складывания автопоезда. При прямолинейном движении автопоезда  $\delta = 0$ ,  $\beta = 0$ ,  $\varphi_{CBD} = 0,5 \varphi$ .

Направление поворота автопоезда найдем с помощью углов, определяющих взаимное положение звеньев четырехшарнирных механизмов  $CNBD$  и  $CAKB$ . На рис. 1 показано вращение автопоезда по часовой стрелке. В этом случае

$$\varphi_{BCN} = \gamma/2 + \delta; \quad \varphi_{BCA} = \gamma/2 - \delta. \quad (2)$$

Зависимость  $\beta = f(\delta)$  на начальном этапе входа автопоезда в поворот определим с помощью формулы

$$\beta = \varphi/2 + NBC - NBD. \quad (3)$$

Значения углов  $NBC$  и  $NBD$  зависят от угла складывания автопоезда  $\delta$ :

$$NBC = \arccos \frac{l_{BN}^2 + L^2 - c^2}{2l_{BN}L}; \quad (4)$$

$$NBD = \arccos \frac{l_{BN}^2 + b^2 - l^2}{2l_{BN}b}, \quad (5)$$

где

$$l_{BN} = \sqrt{c^2 + L^2 - 2cL \cos(\gamma/2 + \delta)}. \quad (6)$$

После смены рабочих ветвей тросового привода значение угла  $\beta$  найдем по формуле

$$\beta = KBA - CBA - \varphi/2. \quad (7)$$

Здесь

$$KBA = \arccos \frac{b^2 + l_{AB}^2 - l^2}{2bl_{AB}}; \quad (8)$$

$$CBA = \arccos \frac{l^2 + l_{AB}^2 - c^2}{2Ll_{AB}}, \quad (9)$$

где

$$l_{AB} = \sqrt{c^2 + L^2 - 2cL \cos(\gamma/2 - \delta)}. \quad (10)$$

Зависимости (3) и (7) устанавливают связь между углами  $\delta$  складывания автопоезда и  $\beta$  поворота колесной тележки относительно продольной оси  $CB$  роспуска при криволинейном движении. Выполняя последовательные вычисления по представленным формулам, можно найти  $\beta$  для любого значения  $\delta$ . Однако использование формул (3) и (7) не позволяет определять время действия фаз работы крестообразной сцепки и их смену.

Проведем более полный анализ кинематических параметров системы управления.

Направление поворота автопоезда можно определить исходя не только из взаимного положения звеньев крестообразной сцепки в подвижной системе координат, но также из направления угловых скоростей  $\dot{\delta} = \omega_c$  и  $\dot{\beta} = \omega_b$  и ускорений  $\ddot{\delta} = \varepsilon_c$  и  $\ddot{\beta} = \varepsilon_b$  вращения кривошипов и коромысел.

Для определения угловой скорости  $\dot{\beta} = \omega_b$  и ускорения  $\ddot{\beta} = \varepsilon_b$  коромысла  $b$  необходимо дважды (в зависимости от фазы работы крестообразной сцепки) продифференцировать выражение (3) или (7).

Однако выражения для  $\dot{\beta}$  и  $\ddot{\beta}$  являются громоздкими, что вызывает затруднения при вычислении. Поэтому для определения  $\dot{\beta}$  и  $\ddot{\beta}$  воспользуемся более простым методом. Рассмотрим на примере работы четырехшарнирного механизма *CNDB* вращение кривошипа  $c$  и коромысла  $b$  относительно мгновенного центра  $P$  вращения шатуна  $l_{ND}$  (рис. 1).

Мгновенный центр  $P$  находят как пересечение направлений кривошипа  $c$  и коромысла  $b$  механизма *CNDB*. Скорость  $v_N$  точки  $N$  равна:

$$v_N = c \dot{\beta},$$

тогда угловая скорость  $\omega_{l_{ND}}$  шатуна  $l_{ND}$

$$\omega_{l_{ND}} = \frac{v_N}{l_{PN}} = \dot{\delta} \frac{c}{l_{PN}}.$$

Скорость точки  $D$  коромысла может быть выражена как через угловую скорость  $\omega_{l_{ND}}$  шатуна  $l_{ND}$ , так и через угловую скорость  $\dot{\beta}$  коромысла  $b$ :

$$v_D = b \dot{\beta} = -l_{PD} \omega_{l_{ND}}.$$

Таким образом, искомую угловую скорость коромысла  $b$  можно определить по формуле

$$\dot{\beta} = -\omega_{l_{ND}} \frac{l_{PD}}{b} = -\dot{\delta} \frac{c}{b} \frac{l_{PD}}{l_{PN}}.$$

Из треугольника  $PND$  имеем

$$\frac{l_{PD}}{l_{PN}} = \frac{\sin PND}{\sin NDP}.$$

Так как углы  $PND = CND$ , то

$$\sin NDP = \sin NDB$$

и

$$\dot{\beta} = -\dot{\delta} \frac{c}{b} \frac{\sin PND}{\sin NDP} = -\dot{\delta} \frac{c}{b} \frac{\sin CND}{\sin NDB}. \quad (11)$$

В результате передаточная функция крестообразной сцепки

$$i = -\frac{c \sin CN D}{b \sin N D B}. \quad (12)$$

Определим углы  $CND$  и  $NDB$ . Для этого рассмотрим треугольники  $CND$  и  $NDB$ . По теореме косинусов находим

$$\cos CN D = \frac{c^2 + l^2 - l_{CD}^2}{2cl}; \quad (13)$$

$$\cos N D B = \frac{b^2 + l^2 - l_{BN}^2}{2bl}, \quad (14)$$

где

$$l_{CD} = \sqrt{b^2 + L^2 - 2bL \cos(\varphi / 2 - \beta)}. \quad (15)$$

Преобразуем (13), (14), используя (6) и (15), к виду

$$\cos N D B = \frac{b^2 + l^2 - c^2 - L^2 + 2cL \cos(\gamma / 2 + \delta)}{2bl}; \quad (16)$$

$$\cos CN D = \frac{c^2 + l^2 - b^2 - L^2 + 2bL \cos(\varphi / 2 - \beta)}{2cl}. \quad (17)$$

Углы  $NDB$  и  $CND$  для определения угловой скорости  $\dot{\beta}$  находят через функцию арккосинуса из выражений (16), (17).

Дифференцируя по времени уравнение (11), находим ускорение  $\ddot{\beta} = \varepsilon_b$  при  $\dot{\delta} = \text{const}$ :

$$\ddot{\beta} = -\dot{\delta} \frac{c}{b} \frac{\cos CN D \frac{dCN D}{dt} \sin N D B - \sin CN D \cos N D B \frac{dN D B}{dt}}{\sin^2 N D B}. \quad (18)$$

Дифференцируя по  $t$  выражения (16) и (17), получаем

$$\frac{dN D B}{dt} = \frac{cL \sin(\gamma / 2 + \delta)}{bl \sin N D B} \dot{\delta}; \quad (19)$$

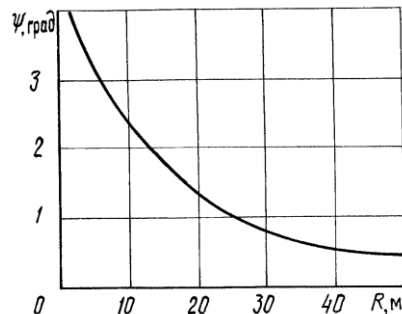
$$\frac{dCN D}{dt} = -\frac{bL \sin(\varphi / 2 - \beta)}{cl \sin CN D} \dot{\beta}. \quad (20)$$

Преобразуя (18), находим

$$\ddot{\beta} = -\frac{\cos CN D \sin(\frac{\varphi}{2} - \beta) - \frac{c}{b} \sin CN D \sin(\frac{\gamma}{2} + \delta) \text{ctg} N D B}{\sin^2 N D B} \dot{\delta}^2 \frac{cL}{bl}. \quad (21)$$

С помощью формул для  $\dot{\beta}$  и  $\ddot{\beta}$  можно установить период действия и смену фаз работы крестообразной сцепки в каждом конкретном случае криволинейного движения автопоезда. Кроме того, методика дает возможность определить зону неуправляемого движения прицепного звена. Она характеризуется значением угла  $\psi$  неконтролируемого поворота колесной тележки

Рис. 2. Зависимость изменения угла  $\psi$  неконтролируемого движения роспуска лесовозного автопоезда МАЗ-5434+ГКБ-9362 от радиуса его поворота  $R$  при скорости 5 км/ч



относительно прицепного звена в момент смены фаз работы шарнирных четырехзвенников крестообразной сцепки [2].

Исследования [3] показали, что смена фаз в работе крестообразной сцепки лесовозного автопоезда происходит при его входе в поворот. При смене фаз возникает кинематическое рассогласование в работе сцепки. Это приводит к нарушению фиксированной связи прицепного звена с тягачом. Для лесовозного автопоезда МАЗ-5434+ГКБ-9362 изменение угла  $\beta$  поворота колесной тележки роспуска, которое соответствует углу  $\psi$  его неконтролируемого поворота в момент смены рабочих тяг крестообразной сцепки, достигает  $4^\circ$  (рис. 2).

Применение изложенной методики позволило обосновать оптимальные параметры ряда сцепных устройств для лесовозных автопоездов различного типа, многие из которых внедрены в производство, что значительно повысило эффективность их эксплуатации.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Жуков А.В., Петрович О.В. Определение положения прицепа-роспуска лесовозного автопоезда на траектории поворота // Лесн. журн. - 1991. - № 6. - С. 45-49. - (Изв. высш. учеб. заведений). [2]. Жуков А.В., Петрович О.В., Кирильчик А.И. Методика оценки кинематических параметров тросовой системы управления лесовозного автопоезда // Лесн. журн. - 1990. - № 1. - С. 29-34. - (Изв. высш. учеб. заведений). [3]. Петрович О.В. Обоснование параметров маневренности лесовозного автопоезда с регулируемым устройством управления прицепом-роспуском: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Минск, 1995. - 19 с.

Поступила 12 февраля 1996 г.