

Таблица

Марка машины	Продольная база, мм	Колея, мм	Минимальный радиус поворота, м
ТТР-401/ТТР-402	2450	1600	6,35
МЛПТ-354	4350	2100	6,5
МЛ-126	2850	2100	5,5

Построение по полученным значениям габаритной полосы движения трелевочного трактора с пачкой хлыстов при повороте под прямым углом показано на рис. 4.

Согласно проведенному расчету, при повороте трелевочного трактора без пачки ширина габаритной полосы движения  $B_r=1,57$  м, при повороте трактора с пачкой  $B_r=3,2$  м.

С использованием изложенных результатов исследований и методических материалов для лесных машин применительно к создаваемым на МТЗ форвардерам и скидерам было проведено обоснование параметров систем на повороте (табл.).

Для трелевочных систем при движении их с пачкой хлыстов радиус поворота увеличивается и для рассматриваемых машин составляет по круговым кривым 10...12 м.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Кирильчик А. И. Повышение эффективности вывозки древесины лесовозным автопоездом при использовании системы управления прицепом-ропуском копирного типа: Автореф. дисс. ... канд. тех. наук – Минск, 1986. – 20 с.

УДК 630\*323.13

А. В. Жуков, профессор;  
А. Р. Гороновский, доцент;  
М. К. Асмоловский, ассистент

#### ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТАНДЕМНОЙ ТЕЛЕЖКИ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

The substantiation of main parameters of the drive a tandem of a sprocket of the forvarder on basis the wheel wood chassis is conducted

На Минском тракторном заводе, в рамках проводимых работ по созданию семейства колесных лесных машин различного назначения, разрабатывается погрузочно-транспортная машина на базе шарнирно-

сочлененного шасси 6К6. Одним из основных вопросов при создании такой машины является обоснование параметров тандемной тележки, устанавливаемой на технологическом модуле.

Основными характеристиками тандемных тележек, применяемых на лесных машинах, являются их несущая способность и тяговые свойства. Эти показатели в значительной степени определяются распределением нагрузки на колесах тандемной тележки. Выбор их рациональных значений позволяет обеспечить наибольшие тяговый КПД и грузоподъемность, минимальное уплотняющее воздействие на грунт. Неравномерность распределения нагрузок приводит к неодинаковым динамическим радиусам колес тележки и, как следствие, циркуляции паразитной мощности, повышенному износу шин, возрастанию затрат на качение, к увеличению расхода топлива. Этот недостаток может быть частично устранен с помощью дифференциальной связи в приводе тандем-колес. Однако в этом случае ухудшаются показатели как опорной, так и профильной проходимости.

Использование обгонных муфт, хотя и обеспечивает ряд преимуществ, связанных с улучшением проходимости, но при прямолинейной траектории движения, особенно в условиях лесосеки, вызывает неравномерность распределения тяговой мощности между колесами и обуславливает дополнительные потери мощности на буксование.

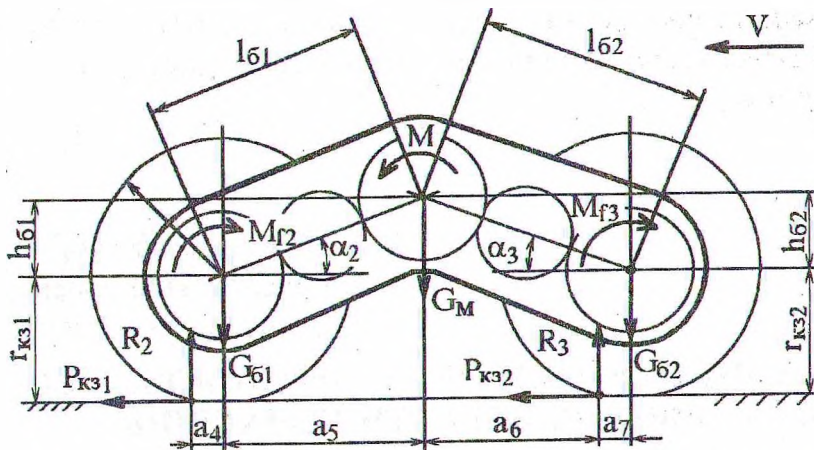


Рис. 1. Расчетная схема сил и моментов, действующих на тандемную тележку при движении

В настоящее время уже имеются методики выбора оптимальных конструктивных параметров тандемных тележек для лесопромышлен-

ных тракторов, которые учитывают специфические условия эксплуатации и характер их взаимодействия с микропрофилем трелевочных волоков и лесных дорог [1]. В качестве основного критерия выбора оптимальных параметров в них используется коэффициент  $K_T$  перераспределения касательной силы тяги по колесам тележки, являющийся отношением касательных силы тяги на переднем  $T_2$  и заднем  $T_3$  колесах тандемной тележки –  $K_T = T_2/T_3$ .

На рис. 1 представлена расчетная схема сил и моментов, действующих на балансирующую тележку с тандем-колесами при движении по ровной горизонтальной поверхности.

На основании уравнений статического равновесия вертикальные реакции на переднее  $R_2$  и заднее  $R_3$  колеса тележки определяются из следующих выражений:

$$R_2 = 0,5 \cdot G_M - (T \cdot h_{61} + M_{L2} - M)/l_{62};$$

$$R_3 = 0,5 \cdot G_M + (T \cdot h_{62} + M_{L3} - M)/l_{63},$$

где  $G_M$  – нагрузка на ось балансира;  $T$  – тяговое усилие, передаваемое с оси балансира на остов машины;  $M_{L2}$ ,  $M_{L3}$  – моменты сопротивления качению переднего и заднего колес тележки;  $M$  – крутящий момент на ведущем элементе привода.

Как следует из приведенных выражений, под действием тягового усилия  $T$ , равного сумме тяговых усилий, развиваемых передним  $T_2$  и задним  $T_3$  колесами одного борта тележки, и момента сопротивления качению  $M_f = M_{L2} + M_{L3}$ , вертикальная реакция на передние колеса уменьшается, а на задние – возрастает. При этом в зависимости от направления действия момента на ведущем элементе привода  $M$ , происходит изменение величины перераспределения опорных реакций на колесах тележки. Значение крутящего момента  $M$  определяется из выражения

$$M = \frac{T \cdot r_k + M_f}{i_B \eta_B},$$

где  $i_B$  и  $\eta_B$  – передаточное отношение и КПД конечной передачи, размещенной внутри балансира.

Уменьшение передаточного отношения конечной передачи приводит к возрастанию  $M$  и, следовательно, его более существенному влиянию на перераспределение опорных реакций. Разность опорных реакций задних и передних колес одного борта, при одинаковом направлении вращения колес и ведущего элемента привода, составляет

$$\Delta R = 2 \left( T \frac{h_B - r_k / i_B \eta_B}{L_B} + M_f \frac{1 - 1 / i_B \eta_B}{L_B} \right).$$

При  $h_B \rightarrow r_k$  и  $i_B \rightarrow 1$   $\Delta R$  уменьшается до 0. Равенство опорных реакций  $R_2 = R_3 = 0,5 \cdot G_M$  может быть достигнуто при  $i_B \cdot \eta_B = 1$  и  $h_B = r_k$ .

Таким образом, за счет выбора рациональной схемы конечной балансирной передачи можно уменьшить перераспределение опорных реакций передних и задних колес, что невозможно при варианте привода колес балансирной тележки по принципу отдельных мостов.

Поделив обе части выражения для  $\Delta R$  на  $G_M$  и учитывая, что  $M_f / G_M = r_k \cdot f$  и  $T / G_M = \lambda$ , получим формулу для определения относительной величины перераспределения весовой нагрузки между передними и задними колесами для конечной балансирной передачи:

$$\delta R = 2 \left( \lambda \cdot \frac{h_B / r_k - 1 / i_B \cdot \eta_B}{L_B / r_k} + f \cdot \frac{1 - 1 / i_B \cdot \eta_B}{L_B / r_k} \right),$$

где  $\lambda$  – коэффициент использования сцепного веса (при синхронном приводе тандем-колес и движении по ровной поверхности принимает равные значения для передних и задних колес);  $f$  – коэффициент сопротивления качению тандем-колес (принимается среднее значение для передних и задних колес).

Если, в зависимости от характеристик поверхности качения и шин, принять  $\lambda = 0,3 \dots 0,7$  и  $f = 0,05 \dots 0,2$ , из условия обеспечения необходимого зазора между наружными поверхностями тандем-колес  $L_B / r_k = 2,1 \dots 2,2$ , из конструктивных соображений и обеспечения необходимого дорожного просвета  $h_B / r_k = 1 \dots 1,5$ , то возможные пределы изменения  $\delta R$  составляют:

$$0,24 \left( 1 - \frac{1}{i_B \eta_B} \right) \leq \delta R \leq \left( 1,455 - \frac{1}{i_B \eta_B} \right) 0,36.$$

Случай, когда  $\delta R = 0$ , теоретически возможен при  $i_B \cdot \eta_B = 1$ . На практике, особенно для тяжелых колесных машин,  $i_B \cdot \eta_B > 1$ . Например, при  $i_B \cdot \eta_B \approx 4,7$ , в зависимости от соотношения  $h_B$  и  $r_k$ ,  $0,19 \leq \delta R \leq 0,45$ .

Более существенное снижение  $\Delta R$  и  $\delta R$  возможно за счет применения в качестве выходной части конечной передачи планетарного редуктора и замыкания его блокируемого элемента (эпициклической шестерни или водила) не на корпус конечной передачи, а на остов машины. В этом случае практически реализуемым является

$i_B \cdot \eta_B = 1$ , поскольку  $i_B = (1 + \kappa) \cdot i_{B1} > 1$ , здесь  $i_{B1}$  – передаточное отношение передачи "ведущий элемент привода – планетарный редуктор". Тогда минимальные значения разности опорных реакций  $\Delta R$  и относительной величины перераспределения весовой нагрузки  $\delta R$  между передними и задними колесами для выбранного варианта конечной балансирной передачи могут быть определены с помощью выражений

$$\Delta R_{\min} = 2T \frac{h_B - r_k}{L_B};$$

$$\delta R_{\min} = 2\lambda \frac{h_B / r_k - 1}{L_B / r_k}.$$

Для принятых конструктивных решений обеспечивается выполнение неравенства  $0 < \delta R_{\min} < 0,33$ .

Проведенные с помощью данной методики исследования показали, что характер взаимодействия колес тандемной тележки с опорной поверхностью существенно отличается от взаимодействия с ней колес, не связанных балансиром. В результате анализа полученных данных установлено, что на перераспределение нагрузок значительное влияние оказывает высота балансира  $h_B$ . Разность нагрузок на переднем и заднем колесах снижается в 4,8 раза при расположении оси балансира на уровне оси колес  $h_B = 0,564$  м по сравнению с  $h_B = 0,286$  м. Несколько меньшее влияние оказывает база балансира, с уменьшением ее величины  $\Delta R$  увеличивается как для порожней, так и груженой погрузочно-транспортной машины.

Условия эксплуатации также оказывают влияние на перераспределение реакций на колесах. С ухудшением условий движения, при  $\varphi \rightarrow \min$  и  $f \rightarrow \max$ , происходит уменьшение перераспределения нагрузок.

На рис. 2 в качестве примера приведены зависимости изменения нагрузок на колесах тандемной тележки от базы балансира и коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью. С увеличением базы тележки с 1,33 до 1,53 м происходит относительное снижение перераспределения нагрузок на колеса. В то же время с увеличением коэффициента сцепления, а следовательно, и возможной касательной силы тяги происходит увеличение  $\Delta R$ .

Аналогичная зависимость наблюдается и при увеличении продольной базы машины с 3,66 м до 5,66 м, однако интенсивность изменения  $\Delta R$  в этом случае значительно выше, чем при изменении базы

тележки. При величине базы проектируемой машины 4,66 м диапазон изменения  $\Delta R$ , при варьировании другими параметрами, составляет 10...15 кН. Для значений базы машины 3,66 и 5,66 м перераспределение нагрузок на колеса находится в пределах соответственно 12,7...19,1 и 7,3...11 кН.

При окончательной корректировке параметров тандемной тележки погрузочно-транспортной машины, наряду с обеспечением достаточных показателей тягово-сцепных свойств, учитывались и другие важные свойства, такие, как маневренность, управляемость, нагруженность машины.

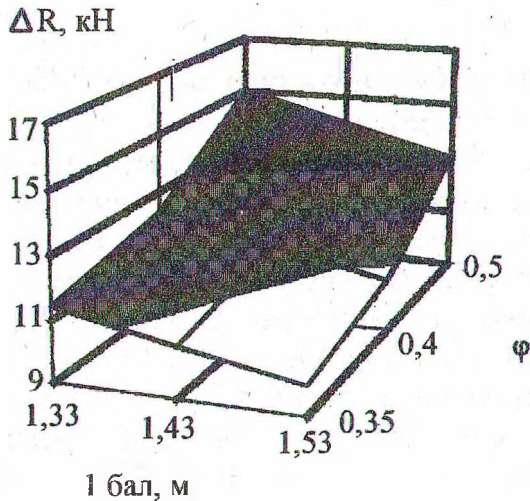


Рис. 2. Зависимость перераспределения реакций ( $\Delta R$ ) на колесах тандемной тележки от базы балансира ( $l_{\text{бал}}$ ) и условий движения ( $\phi$ )

Рассмотренный методический подход по выбору параметров тандемных тележек позволил уточнить методику расчета, позволяющую на стадии проектирования и доводки опытных образцов лесных машин обеспечить возможность выбора их оптимальных параметров по критериям обеспечения достаточных тягово-сцепных свойств и экологической совместимости с лесной средой.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Кочнев А.М. Методика выбора конструктивных параметров балансирных тележек колесных лесопромышленных тракторов // Изв. вузов. Лесной журнал. 1994, № 1. – С. 53-57.