

К ОБОСНОВАНИЮ ПРИВОДА КОЛЕС ТРАКТОРНЫХ ПРИЦЕПОВ

Научно-технический прогресс в области сельскохозяйственного транспортного машиностроения характеризуется ростом энергонасыщенности тракторов, полезной нагрузки агрегатов, рабочих скоростей движения, тенденциями к модульному исполнению функциональных частей агрегатов, реализацией единых систем, агрегатных блоков, узлов, прицепного состава к тракторам и автомобилям сельскохозяйственной специализации.

В связи с повышением удельной мощности колесных тракторов в рамках неизменных тяговых классов обострилась проблема загрузки их двигателей на транспорте. Загрузка двигателей энергонасыщенных тракторов по мощности на транспорте в составе традиционных по схеме агрегатов, как показывает практика, не превышает 50–65 %, что приводит к значительному снижению экономичности работы трактора, его показателей (до показателей тракторов малой удельной мощности), производительности, увеличению удельных расходов топлива, материалоемкости [1]. Необходимы совершенствование систем агрегатирования трактора с прицепом, синтез новых конструктивных схем сельскохозяйственных транспортных агрегатов, обеспечивающих существенное повышение их тяговых показателей.

С увеличением массы полноприводного трактора (его сцепного веса) и тягового усилия снижается производительность агрегата на единицу массы и растут затраты на его изготовление и эксплуатацию. Эффективность догрузки колес трактора частью нагрузки от агрегируемых с ним машин ограничена грузоподъемностью шин трактора [2].

Несоответствие высокой энергонасыщенности трактора и его производительности в составе агрегатов традиционного построения устраняется путем реализации тягово-приводной концепции трактора [1].

Для обоснования границ перехода к созданию тракторных прицепов с приводом колес от двигателя высокоэнергонасыщенного трактора получены аналитические выражения зависимостей предельной массы активного тракторного поезда, грузоподъемности прицепа с приводом колес, потребной относительной сцепной нагрузки и достижимой производительности тракторного поезда от энергонасыщенности и массы трактора, загрузки двигателя по мощности, суммарного дорожного сопротивления и других факторов:

$$m_a = \mathcal{E}_T k_p \eta_M (1 - \delta) m_T / (v \psi g); \quad (1)$$

$$m_{гр} = \left(\frac{\mathcal{E}_T k_p \eta_M u_{тр}}{g \psi r_k^0 (\omega_{x \max} - \beta k_p)} - 1 \right) m_T - m_n; \quad (2)$$

$$\sum_{j=1}^m \lambda_j = \mathcal{E}_T k_p \eta_M (1 - \delta) / (v k_{\Sigma} \delta g); \quad (3)$$

$$W = \mathcal{E}_T k_p \eta_M (1 - \delta) m_T k_{гр} / (\psi g), \quad (4)$$

где m_a — полная масса активного тракторного поезда; \mathcal{E}_T — энергонасыщенность трактора; k_p — коэффициент загрузки двигателя по мощности; η_M — КПД трансмиссии активного тракторного поезда; δ — буксование колес движителя; m_T — масса трактора; v — действительная скорость движения; ψ — суммарный коэффициент дорожного сопротивления; g — ускорение свободного падения; $m_{гр}$ — масса груза в активном прицепе; $u_{тр}$ — передаточное отношение трансмиссии от двигателя трактора до колес основного ведущего моста; r_k^0 — радиус качения колес основного ведущего моста трактора в ведомом режиме; $\omega_{x\max}$ — максимальная угловая скорость вращения вала двигателя на холостом ходу; β — коэффициент аппроксимации внешней скоростной характеристики двигателя; m — количество ведущих мостов активного тракторного поезда; λ_j — удельная (приходящаяся на единицу массы трактора) нормальная нагрузка на j -е ведущее колесо движителя; k_Σ — коэффициент, характеризующий взаимосвязь реализуемого коэффициента сцепления ведущих колес движителя с их буксованием; $k_{гр}$ — отношение массы груза к полной массе активного тракторного поезда; m_n — масса порожнего прицепа.

Из анализа выражений (1) — (4) следует, что чем больше энергонасыщенность, загрузка двигателя трактора и чем меньше буксование колес движителя, тем больше производительность активного тракторного поезда, его предельная полная масса, потребная относительная сцепная нагрузка и необходимое количество ведущих мостов агрегата. С возрастанием скорости и сопротивления движению предельная масса активного тракторного поезда уменьшается.

Из выражения (3) можно определить граничные значения показателей энергонасыщенности трактора, при превышении которых необходимо активизировать колеса прицепов. При этом следует учитывать, что 1) грузоподъемность шин полноприводного трактора (в составе поезда) определяет огра-

ничение $\sum_{j=1}^2 \lambda_j = 1,2-1,3$; 2) для современных тракторов $\eta_M = 0,87-0,95$;

3) целесообразно поддерживать значения k_p в пределах $0,85-0,9$; 4) скорость движения в тяжелых дорожных условиях, принятых в качестве базовых при обосновании параметров штатных прицепов и характеризующихся $\psi = 0,12-0,24$, не превышает $2,2-2,8$ м/с [2]; 5) с точки зрения снижения энергетических потерь и повреждаемости почвы работа ведущих колес сельскохозяйственных тракторов с буксованиями, превышающими $0,2$, нецелесообразна [1]; 6) современные тракторные шины в указанных выше дорожных условиях, как следует из анализа тяговых характеристик тракторов, обеспечивают $k_\Sigma = 2,2-2,65$ [1].

Расчеты показывают, что граница перехода от традиционных к активным тракторным поездкам определяется их энергонасыщенностью $18,7-21,4$ кВт/т.

Таким образом, поскольку разрабатываемые и перспективные сельскохозяйственные колесные тракторы практически соответствуют указанной энергонасыщенности, эффективное и полное использование их при дальней-

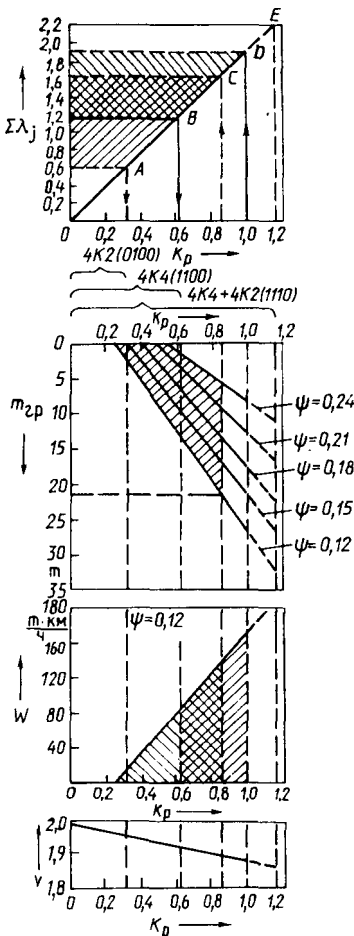


Рис. 1. Взаимосвязь $m_{гр}$, $\Sigma\lambda_j$, ψ , W , k_p для тракторного поезда в составе трактора класса 2 ($\mathcal{E}_T = 22$ кВт/т) и полунавесного двухосного прицепа.

ности двигателя трактор с таким прицепом может преодолевать участки с суммарным дорожным сопротивлением $\psi = 0,20$ (расчетное значение $\psi = 0,18$). Точка D соответствует 100%-й нагрузке двигателя, точка E — полному использованию сцепления колес ведущего моста прицепа в тракторном поезде 4К4+4К2 (1110). Из диаграммы видно, что при этом имеется существенный резерв по сцеплению ведущих колес агрегата даже при полном использовании мощности двигателя.

Список литературы

1. Таяновский Г.А. Транспортный агрегат на базе энергонасыщенного универсально-пропадного трактора класса 2: Дис. ... канд. техн. наук. Мн., 1987.
2. Ксенович И.П., Кутьков Г.М. Технологические основы и техническая концепция тракторов второго поколения // Тракторы и сельхозмашины, 1982. № 12.

шем ее повышении возможно только при работе с активным прицепом или прицепами.

Представляет практический интерес установление необходимого количества ведущих колес активного прицепа или потребной сцепной нагрузки двигателя активного тракторного поезда при заданной энергонасыщенности трактора с учетом ограничений производительности агрегата по двигателю и по сцеплению.

Для новых колесных тракторов $\mathcal{E}_T = 22-28$ кВт/т. Согласно формуле (3), для них $\sum_{j=1}^m \lambda_j = 1,64-2,08$. Это означает, что для реализации потенциальных энергетических возможностей готовящихся к производственному выпуску высокоэнергонасыщенных тракторов на прицепе, предназначенном для агрегатирования с таким трактором, достаточно иметь один ведущий мост.

Из графиков (рис. 1), полученных на основании формул (1)–(4), видно, что максимальная нагрузка двигателя трактора при работе с пассивным прицепом не превышает 63% (точка B) при схеме трактора 4К4 и допустимой догрузке его колес частью нагрузки от полунавесного прицепа. При этом полная масса прицепа не должна превышать 13 т при $\psi = 0,18$. В случае активизации колес подкатной тележки полунавесного прицепа и обеспечения загрузки двигателя, равной 80% (точка C), масса груженого активного прицепа в тех же дорожных условиях не должна превышать 19,5 т. В силу наличия резерва мощности