

$$n_{кр} = 1,185 \cdot 10^7 \sqrt{D_H^2 + D_B^2} / L^2.$$

В названных работах указывается, что максимальная частота вращения карданного вала n_{\max} соответствует максимальной расчетной скорости движения, указанной в инструкции по эксплуатации автомобиля.

Наблюдения показывают, что случаи разрушения карданных валов происходят на скоростях движения автомобилей, значительно превышающих расчетные. Это имеет место на затяжных спусках магистральных дорог, когда некоторые водители при больших скоростях движения отключают коробку передач, и автомобиль под действием составляющей силы тяжести движется с нарастающей скоростью. Изучение этих случаев показывает, что превышение расчетных максимальных скоростей достигает 30...40 %.

На основании этих данных расчет $n_{кр}$ следует вести по формуле (1) и учитывать, что критическая частота вращения снижается на 30...40 % по причине податливости опор и неизбежных зазоров в сочленениях деталей, а фактическая скорость движения автомобиля в экстремальных условиях может превышать расчетную максимальную также на 30...40 %.

Таким образом, критическая частота вращения карданного вала $n_{кр}$, полученная по формуле (1), должна превышать расчетную максимальную n_{\max} не менее чем в два раза, т.е. при конструировании карданной передачи следует руководствоваться неравенством $n_{кр} \geq 2n_{\max}$.

Выполнение этого условия практически устранит аварии, связанные с разрушением карданных валов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г о л ь д Б.В. Конструирование и расчет автомобиля. — М., 1962.
2. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости / Н.Ф.Бочаров, И.С.Цитович, А.А.Полунгян и др.; Под общ. ред. Н.Ф.Бочарова, И.С.Цитовича. — М., 1983.
3. Б у х а - р и н Н.А., П р о з о р о в В.С., Щ у к и н М.М. Автомобили. — М.; Л., 1965.
4. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия/А.И. Гришкевич, В.А.Вавуло, А.В.Карпов и др.; Под ред. А.И.Гришкевича. — Мн., 1985.

УДК 629.114.2.073.386

А.Ф.АНДРЕЕВ

К ВОПРОСУ О ТЯГОВОМ РАСЧЕТЕ МНОГООСНОГО ТРАКТОРА

Для оценки эффективности колесного тягового средства с числом ведущих мостов n необходимо рассчитать его тяговый КПД η_T . Независимо от типа межосевого привода

$$\eta_T = F_{кр} r_a \eta_{к.п} / \left[\sum_{i=1}^n F_i r_i / (u_i \eta_i^{k_i}) \right], \quad (1)$$

$$k_i = \text{sgn} \delta_i,$$

где $F_{кр}$ — тяговое усилие машины; r_a — обобщенный радиус качения маши-

ны, приведенный к раздаточному валу (ведущему валу узла деления мощности между ведущими мостами); $\eta_{к.п}$ — механический КПД передачи от двигателя к раздаточному валу; F_i — касательная сила тяги i -го моста; η_i — механический КПД передачи от раздаточного вала к колесам i -го ведущего моста.

Наиболее простым конструктивным решением, обеспечивающим достаточно высокий тяговый КПД полноприводных колесных машин, работающих на мягких грунтах, является жесткая межосевая связь. Для машин такого типа буксование i -го моста [1]

$$\delta_i = 1 - \frac{v_d}{v_i} = 1 - r_a \frac{u_i}{r_i}, \quad (2)$$

где v_d — действительная скорость машины; v_i — теоретическая скорость моста; u_i — передаточное число от раздаточного вала к колесам i -го моста; r_i — радиус качения i -го моста в ведомом режиме.

Удельная касательная сила тяги i -го моста $\varphi_i = \varphi_i(\delta_i)$ рассчитывается по эмпирической формуле, полученной при обработке экспериментальных тяговых характеристик шин. Определив нормальную нагрузку на мост G_i и его буксование δ_i , можем вычислить касательную силу

$$F_i = \varphi_i(\delta_i) G_i.$$

Заданному крюковому усилию при установившемся режиме работы соответствуют определенные значения буксования δ_i^* и касательной силы тяги F_i^* . Заменяем кривую $F_i = \varphi_i(\delta_i)$ в окрестностях точки (δ_i^*, F_i^*) , касательной к ней,

$$F_i = C_{xi} + K_{xi} \delta_i, \quad (3)$$

где C_{xi} — коэффициент касательной силы тяги шин i -го моста:

$$C_{xi} = G_i \varphi_i(\delta_i^*) - K_{xi} \delta_i^*; \quad (4)$$

K_{xi} — коэффициент конгенциальной жесткости шин i -го моста:

$$K_{xi} = G_i \frac{\partial \varphi_i(\delta_i^*)}{\partial \delta_i}. \quad (5)$$

При подстановке в уравнение (3) выражения (2) для δ_i получим

$$F_i = C_{xi} + K_{xi} - r_a K_{xi} u_i / r_i.$$

Обобщенный радиус качения r_a найдем из уравнения тягового баланса агрегата при установившейся работе на горизонтальной поверхности:

$$\sum_{i=1}^n (C_{xi} + K_{xi} - r_a K_{xi} u_i / r_i - f_i G_i) = F_{кр},$$

где f_i — коэффициент сопротивления качению i -го моста. Отсюда

$$r_a = \left(\sum_{i=1}^n K_{xi} \frac{u_i}{r_i} \right)^{-1} \left[\sum_{i=1}^n (C_{xi} + K_{xi} - f_i G_i) - F_{кр} \right].$$

Подставляя это выражение в уравнение (2), получаем

$$\delta_i = 1 - \frac{u_i}{r_j} \left\{ \sum_{i=1}^n K_{xi} \frac{u_i}{r_j} \right\}^{-1} \left[\sum_{i=1}^n (C_{xi} + K_{xi} - f_i G_i) - F_{кр} \right]. \quad (6)$$

С использованием зависимостей (1) – (6) рассчитывается тяговый КПД трактора. Выбирается значение $F_{кр}$ и, учитывая положение центра масс агрегата и влияние силы $F_{кр}$, определяется нормальная нагрузка G_i на каждый мост. Буксование моста рассчитывается по формуле (6). В первом приближении $C_{xi} = 0$, $K_{xi} = K_{xi0}$, где K_{xi0} – тангенс угла наклона начального линейного участка тяговой характеристики $F_i = F_i(\delta_i)$ моста. По формулам (4) и (5) уточняются коэффициенты K_{xi} и C_{xi} и вновь вычисляется δ_i . Эта операция повторяется до достижения желаемой точности δ_i . Затем определяются значения F_i по формуле (3) и, наконец, рассчитывается тяговый КПД.

Предложенный расчетный метод определения тягового КПД многоосного полноприводного трактора можно использовать как основу более полного тягового расчета.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев А.Ф., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Дифференциалы колесных машин. – М., 1987.

УДК 629.114.2.075

В.С.БАЕВ, С.И.СТРИГУНОВ

ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ СВОЙСТВА И ПОВОРАЧИВАЕМОСТЬ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА КЛАССА 2

Цель данной работы – комплексно оценить на стадии проектирования тягово-сцепные свойства и поворачиваемость колесного трактора класса 2 в зависимости от типа межосевого привода и состава МТА.

В качестве оценочного параметра тягово-сцепных свойств тракторов с различными типами межосевого привода при прямолинейном движении и на повороте использовался КПД буксования трактора [7].

Исследования проводились для универсально-пропашного трактора класса 2 при движении по стерне со скоростью 1 м/с с заблокированным межосевым приводом с конструктивным кинематическим несоответствием $m = 0,04$, дифференциальным межосевым приводом с $u_d = 2$ и отключенным передним ведущим мостом (ПВМ).

Анализ выполненных исследований тягово-сцепных свойств показал, что при прямолинейном движении с прицепными орудиями трактор с дифференциальным межосевым приводом имеет лучшие тягово-сцепные свойства при крюковых нагрузках до 15 кН, наиболее распространенных в эксплуатации (рис. 1). При больших крюковых нагрузках трактор с дифференциальным межосевым приводом несколько уступает заблокированному из-за разгрузки переднего моста и увеличивающегося буксования его колес.