

жателей сцепного веса передних колес и применением межосевых дифференциалов с переменным передаточным числом.

Догружатели сцепного веса передних колес позволяют стабилизировать нормальные нагрузки на передний мост в рабочем диапазоне крюковых усилий за счет автоматического изменения плеча действия дополнительных грузов. В этом случае передаточное число  $i_{д}$  межосевого дифференциала является постоянным и равным 2—2,1.

Во втором случае в качестве межосевого необходимо применять несимметричный дифференциал с переменным передаточным числом, недостатком которого является низкий КПД, или двухступенчатый несимметричный дифференциал с автоматической системой управления с передаточными числами  $i_{д1} = 2$ ;  $i_{д2} = 3$ . На необходимость применения межосевых дифференциалов с переменным передаточным числом указывает в своих исследованиях также С.И. Стригунов, который установил, что наименьшие потери на буксование у трактора МТЗ-142 с межосевым дифференциалом при изменении крюковой нагрузки от 0 до 20 кН будут при  $i_{д} = 1,9—2,7$ .

Наилучшие тягово-сцепные свойства, а также управляемость, экономичность тракторов 4К4, по-видимому, можно обеспечить, сочетая два способа: двухступенчатый несимметричный межосевой дифференциал и средства стабилизации нормальных нагрузок.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А к с е н о в П.В. Многоосные автомобили. — М.: Машиностроение, 1980. — 207 с. 2. А г е й к и н Я.С. Проходимость автомобилей. — М.: Машиностроение, 1981. — 232 с. 3. Л е ф а р о в А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. — М.: Машиностроение, 1972. — 147 с.

УДК 629.113.2—587

В.В. ВАНЦЕВИЧ, канд. техн. наук,  
А.Х. ЛЕФАРОВ, д-р техн. наук (БПИ)

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ТЯГОВЫХ СВОЙСТВ ТРАКТОРА ТИПА 6К6

Для современного тракторостроения характерна тенденция непрерывного увеличения энергонасыщенности тракторов. Это позволяет перейти к применению широкозахватных машин, выполнять сельскохозяйственные работы в сжатые агротехнические сроки, является основным источником повышения производительности труда в сельском хозяйстве и т.д.

С ростом мощности возник ряд направлений ее рационального использования.

Реализация мощности путем увеличения скорости движения трактора в известной мере достигла своего предела ввиду повы-

шенных сопротивлений орудий на высоких скоростях, агротехнических требований, налагаемых на процесс обработки почвы, возделывание и уборку сельскохозяйственных культур, а также специфических условий труда на тракторе и др. Поэтому основным направлением реализации мощности в настоящее время является повышение тяговых свойств тракторов. Это известные методы баластирования, применение специальных догрузателей ведущих колес за счет веса, приходящегося на ведомые колеса трактора, веса сельскохозяйственных машин и т.д.

Однако наиболее кардинальным способом повышения тяговых свойств является переход на тракторы со схемой привода 4К4, а в последнее время в ряде работ показывается целесообразность использования схем 6К4, 6К6, 8К8 [1—3].

Вместе с тем создание многоприводных тракторов выдвигает ряд сложных задач, среди которых одними из первых должны решаться вопросы выбора схем привода и характеристик механизмов деления мощности, устанавливаемых в узлах привода. Ведь схема привода определяет закон распределения тяговых сил между мостами и колесами, от которого зависят тягово-сцепные свойства, экономичность, поворачиваемость и другие важнейшие свойства трактора.

Вопросы выбора схем привода полноприводных машин с числом ведущих мостов более двух решались только для автомобилей. Однако результаты этих исследований не могут быть однозначно перенесены на многоосные тракторы в силу существенных отличий условий их эксплуатации. Кроме того, в основе этих исследований, как правило, лежит метод анализа, т.е. выбирается схема привода и выясняется, как она влияет на то или иное свойство машины и в соответствии с этим даются рекомендации по целесообразности ее применения.

Аналогичный подход при решении такой новой проблемы, как выбор схем привода многоприводных тракторов, не может считаться рациональным, поскольку является методом "проб и ошибок". В методологическом плане создание таких схем привода необходимо осуществлять с позиций синтеза систем, что будет способствовать более быстрому и правильному решению данной проблемы.

Именно с этих позиций на математической модели были исследованы тяговые свойства трактора типа 6К6 с индивидуальной подвеской колес, основным критерием оценки которых считается КПД буксования [4]:

$$\eta_{\delta} = \frac{\sum_{i=1}^3 P_{ki}}{\sum_{i=1}^3 P_{ki} + \sum_{i=1}^3 \frac{P_{ki} \delta_i}{1 - \delta_i}}, \quad (1)$$

где  $P_{ki}$  и  $\delta_i$  — сила тяги и буксование колес  $i$ -го моста.

Из рис. 1, на котором показана расчетная схема трактора, можно записать

$$\sum_{i=1}^3 P_{ki} = \sum_{i=1}^3 P_{fi} + P_{кр}, \quad (2)$$

где  $P_{fi}$  — сила сопротивления качению колес  $i$ -го моста;  $P_{кр}$  — крюковая нагрузка. Величины  $P_{fi}$  определялись с учетом изменений нормальных нагрузок на мосты  $G_i$  от действия  $P_{кр}$ , а коэффициенты сопротивления качению  $f_i$  и нормальные жесткости шин  $C_{ши}$  и грунта  $C_{г}$  — с учетом числа проходов колес по колею по формулам и эмпирическим данным [5, 6].

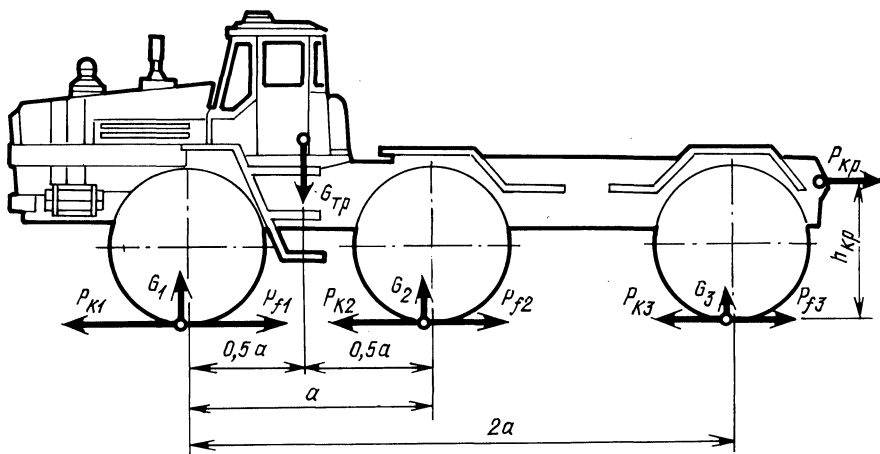


Рис. 1. Расчетная схема трактора.

Принималось, что силы тяги  $P_{ki}$  связаны с буксованиями колес соответствующих мостов зависимостью [7]:

$$P_{ki} = G_i \varphi_i (1 - e^{-k_i \delta_i}), \quad (3)$$

где  $\varphi_i$  и  $k_i$  — эмпирические коэффициенты, зависящие от свойств шин и грунта.

При известных значениях  $\sum_{i=1}^3 P_{fi}$  и  $P_{кр}$  из уравнения (2) по

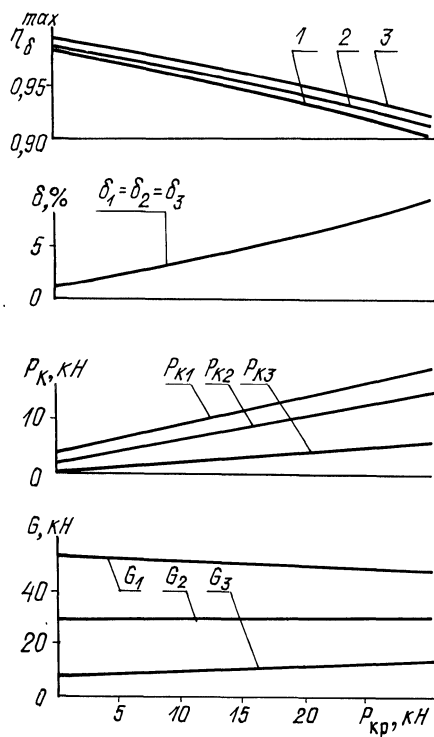
специально составленной программе на ЭВМ ЕС-1022 определялось такое сочетание тяговых сил и соответствующих им буксований из формулы (3), при котором значение  $\eta_\delta$  в формуле (1) максимально, т.е. решалась задача нелинейной оптимизации. Ограничительным условием считалось  $P_{ki} \leq G_i \varphi_i$ .

Расчеты были выполнены для случая движения трактора на поле под посев при следующих условиях: вес трактора  $G_{\text{тр}} = 90$  кН,  $h_{\text{кр}} = 0,5$  м,  $a = 1,665$  м; коэффициенты сопротивления качению  $f_1 = 0,1$ ,  $f_2 = 0,61 f_1$ ,  $f_3 = 0,54 f_1$ ; эмпирические коэффициенты в формуле (3)  $\varphi_1 = 0,66$ ,  $\varphi_2 = 1,18 \varphi_1$ ,  $\varphi_3 = \varphi_2$ ,  $k_1 = 8,41$ ,  $k_2 = 1,05 k_1$ ,  $k_3 = 1,07 k_1$ . Нормальные жесткости шин и грунта соответственно следующие:  $C_{\text{ш1}} = 840$  кН/м,  $C_{\text{ш2}} = 0,73 C_{\text{ш1}}$ ,  $C_{\text{ш3}} = 0,67 C_{\text{ш1}}$ ,  $C_{\text{р1}} = 800$  кН/м,  $C_{\text{р2}} = 2,35 C_{\text{р1}}$ ,  $C_{\text{р3}} = 4,6 C_{\text{р1}}$ . Жесткости подвесок мостов  $C_{\text{м}} = 1600$  кН/м.

Положение центра тяжести относительно оси передних колес изменялось от 0,5 а, до 1,5 а.

В результате расчетов установлено, что при всех задаваемых положениях центра тяжести максимальные значения кпд буксования  $\eta_{\delta}$  соответствуют равным буксованиям колес мостов. На рис. 2 представлены полученные расчетные значения нормальных нагрузок на мосты, их силы тяги и буксования для схемы трактора, изображенной на рис. 1, а величины  $\eta_{\delta}$  — для трех положений центра тяжести трактора.

Таким образом, для обеспечения минимальных затрат мощности на буксование механизмы деления мощности, устанавливаемые



между мостами трактора, должны обеспечивать равенство буксования колес мостов.

Расчеты также показали (рис. 2), что при изменении положения центра тяжести относительно передней оси от 0,5 а до 1,5 а кпд  $\eta_{\delta}$  увеличивается. Это объясняется следующим. При уменьшении нормальной нагрузки на передний мост снижается общее сопротивление качению колес вследствие неравенства  $f_i$ . В результате уменьшается буксование колес, что ведет к соответствующему росту  $\eta_{\delta}$ . Это необходимо учитывать при проектировании тракторов типа 6К6.

Рис. 2. Распределение нормальных нагрузок, сил тяги и буксования мостов от крюковой нагрузки, соответствующее максимальным значениям кпд буксования; 1, 2, 3 — при положениях центра тяжести относительно передней оси соответственно 0,5 а; 1,5 а.

Таким образом, предложен принципиально новый подход к выбору схем привода полноприводных тракторов — метод синтеза схем привода. Использование такого метода при исследовании тягово-сцепных свойств трактора типа 6К6 позволило показать, что для минимизации затрат мощности на буксование необходимо обеспечить равенство буксований колес всех мостов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Гумилевский Ю.Н. Трехосный трактор "Valmet 1502". — Тракторы и сельхозмашины, 1978, № 2, с. 46—47.
2. Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для сельскохозяйственного производства/В.В. Кацыгин, Г.С. Горин, А.А. Зенькович и др. — Минск: Наука и техника, 1982. — 272 с.
3. Крейслер А.А., Либцис С.Е., Горяинов А.Н. Основные тенденции развития параметров и конструкций тракторов за рубежом. — Тракторы и сельхозмашины, 1979, № 9, с. 32—36.
4. Лефоров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. — М.: Машиностроение, 1972. — 147 с.
5. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. — М.: Машиностроение, 1981. — 271 с.
6. Габай Е.В. Методика расчета тяговых характеристик колесного трактора с полноприводной ходовой системой. — Тракторы и сельхозмашины, 1980, № 6, с. 3—5.
7. Guskov V.V. Making the 4 w.d. more competitive Some theoretical aspects of the performance vis a vis the 2 w.d. — J. Farm machine desing Engineering. England, 1968, Dec.

УДК 629.114.3—592

Ю.М. ЖУКОВСКИЙ, канд.техн.наук (БПИ)

### МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУР ДЕТАЛЕЙ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИ ПОВТОРНО-КРАТКОВРЕМЕННЫХ И ДЛИТЕЛЬНЫХ ТОРМОЖЕНИЯХ

При единичных кратковременных торможениях автотранспортных средств расчет температур деталей их тормозных механизмов может производиться без учета теплоотдачи в окружающую среду и смежные детали [1,7]. Вследствие того что промежутки времени между повторно-кратковременными торможениями могут достигать относительно больших значений, тепловые расчеты тормозных механизмов при торможениях подобного рода необходимо производить с учетом процессов теплоотдачи.

Как показали экспериментальные исследования, коэффициент, характеризующий интенсивность теплоотдачи, зависит от температуры детали тормозного механизма, в то время как в известных работах [2, 3] указанный коэффициент принимается или постоянным, или зависящим только от скорости движения транспортного средства.

Рассмотрим расчет теплового режима работы тормозного механизма при повторно-кратковременных торможениях. Допустим,