

РАСЧЕТ ЭФФЕКТИВНОСТИ ХОДОВЫХ СИСТЕМ МНОГОПРИВОДНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Дубовик Д.А.

The method for a quantitative estimation of efficiency of running systems of vehicles for curvilinear motion, taking into account the deviation of vectors of driving wheels tractive forces from the direction determined a driver by means of turning steering wheel, is offered. Results of application of the developed method for an estimation of efficiency of running systems AWD vehicle with mass and geometrical parameters, close to the off-road vehicle MZKT 79091 with wheel formula 8x8, are brought.

Введение. Эффективность систем в отношении преобразования энергии определяется отношением полезно использованной энергии к суммарному количеству энергии, переданной системе, и характеризуется коэффициентом полезного действия [1].

Известные из научно-технической литературы выражения для определения коэффициента полезного действия ходовых систем колесных машин получены для случая прямолинейного движения [2–4]. Они не учитывают отклонение векторов касательных сил тяги на ведущих колесах от требуемого направления передвижения многоприводной колесной машины, возникающего при совершении криволинейного движения, и соответственно не оценивают потери энергии, вызываемые этим отклонением.

Вместе с тем, многоприводные колесные машины практически все время движутся по криволинейным траекториям. Это объясняется не только тем, что очень мало абсолютно прямолинейных участков дорог, к которым в теории колесных машин принято относить участки с радиусом кривизны более 500...1000 м, но главное тем, что машине приходится поворачивать с одной дороги или улицы на другую, сторониться и объезжать препятствия по направлению движения, маневрировать в местах погрузки и разгрузки. Наконец, на машину почти всегда действуют боковые силы, которые изменяют или стремятся изменить траекторию движения, а водителю приходится ее корректировать.

По статистическим данным, на наиболее вероятных для эксплуатации многоприводных колесных машин грунтовых дорогах от 65 до 75 % времени движение осуществляется по траекториям с радиусами кривизны менее 300...400 м и средними скоростями порядка 15...20 км/ч. На городских перекрестках, отдельных грунтовых дорогах и местности радиусы поворота составляют всего 20...25 м, а скорость движения – 8...10 км/ч. В закрытых помещениях и при разворотах на ограниченных площадках радиусы поворота снижаются до минимально возможных по конструктивным и компоновочным возможностям, т.е. до единиц метров у двухосных машин с короткой базой и 10...15 м у машин с тремя и большим числом осей, а движение осуществляется со скоростью до 2...5 км/ч [5].

Необходимость движения любых колесных машин по криволинейным траекториям и обеспечения при этом безопасности транспортных потоков обуславливает актуальность разработки соответствующих методов оценки эффективности и проектирования ходовых систем.

Целью настоящей статьи является разработка метода для количественной оценки эффективности ходовых систем многоприводных колесных машин для общего случая их криволинейного движения.

Коэффициент полезного действия ходовой системы многоприводной колесной машины. Криволинейное движение многоприводных колесных машин из-за конструктивных особенностей их ходовых систем характеризуется отклонением векторов касательных сил тяги на ведущих колесах от задаваемого водителем направления движения (рис. 1).

Это связано в том числе с наличием у многоприводной колесной машины, как правило, двух и более неуправляемых ведущих мостов, кинематикой рулевого управления, не обеспечивающей выполнение условия качения колес без бокового скольжения:

передаваемая ходовой системе; $N_{\alpha ir}$ и $N_{\alpha il}$ – мощность, расходуемая соответственно левым и правым колесами i -го моста на осуществление движения машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса (знаки r и l относятся соответственно к правому и левому колесу моста); N_{kir} и N_{kil} – мощность, подводимая соответственно к левому и правому колесу i -го моста; n – число ведущих мостов колесной машины.

Числитель выражения (1) составляет алгебраическая сумма мощности, расходуемой ходовой системой на совершение полезной работы. В качестве полезной работы выступает работа, совершаемая касательными силами тяги по преодолению силы сопротивления разгону вращающихся масс, силы сопротивления движению воздушной среды, сил сопротивления качению колес, боковых реакций колес и других сил сопротивления движению машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса.

Знаменатель выражения (1) составляет общая мощность, подводимая к ведущим колесам машины.

Выразив мощность через произведение касательных сил тяги P_{ki} на скорость движения машины v_a и подставив в формулу (1), получим более удобное выражение для расчета коэффициента полезного действия ходовой системы колесных машин:

$$\eta_{rs\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^n (P_{k\alpha ir} + P_{k\alpha il})}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{P_{kir}}{1-s_{\delta ir}} + \frac{P_{kil}}{1-s_{\delta il}} \right)} = \frac{\sum_{i=1}^n (P_{kir} \cos \epsilon_{ir} + P_{kil} \cos \epsilon_{il})}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{P_{kir}}{1-s_{\delta ir}} + \frac{P_{kil}}{1-s_{\delta il}} \right)}, \quad (2)$$

где P_{kir} и P_{kil} – касательные силы тяги соответственно на левом и правом ведущем колесе i -го моста; ϵ_{ir} и ϵ_{il} – угол между направлением качения левого и правого ведущего колеса i -го моста и направлением движения, задаваемым водителем поворотом рулевого колеса; $s_{\delta ir}$ и $s_{\delta il}$ – буксования левого и правого ведущего колеса i -го моста.

Рассмотрим применение полученного показателя, определяемого выражением (2), для оценки эффективности ходовой системы полноприводной машины с колесной формулой 8x8, близкой по своим массовым и геометрическим параметрам к внедорожной машине МЗКТ-79091.

Для практической реализации предлагаемого метода и расчета численных значений КПД ходовой системы составим математическую модель криволинейного движения многоприводной колесной машины.

Математическое моделирование криволинейного движения многоприводной колесной машины. Составим уравнения движения колесной машины для общего случая ее криволинейного движения в форме Аппеля [6]:

$$\frac{\partial S}{\partial \ddot{\pi}_q} = Q_q, \quad q = 1 \dots 3, \quad (3)$$

где S – энергия ускорения; $\ddot{\pi}_q$ – квазиускорение; Q_q – обобщенная сила, соответствующая q -й квазикоординате.

Расчетная схема m -осной колесной машины с k управляемыми и n ведущими мостами в системе неподвижных координат XOY представлена на рис. 2. С центром масс машины свяжем систему подвижных координат xoy .

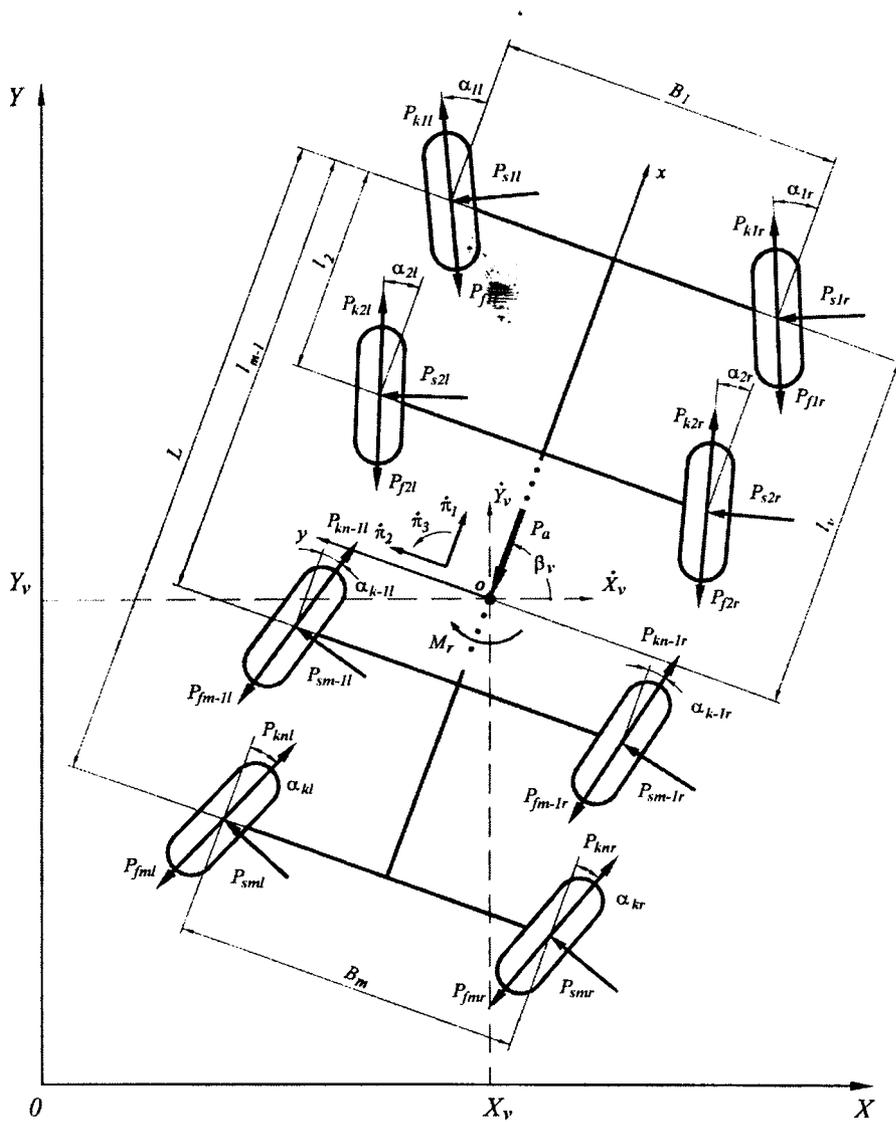


Рис. 2. Расчетная схема движения т-осной колесной машины с к управляемыми и п ведущими мостами

Движение машины характеризуется тремя координатами центра масс: X_v , Y_v и углом β_v между продольной осью машины и осью OX :

$$\begin{aligned} \dot{X}_v &= \dot{\pi}_1 \cos \beta_v - \dot{\pi}_2 \sin \beta_v; \\ \dot{Y}_v &= \dot{\pi}_1 \sin \beta_v + \dot{\pi}_2 \cos \beta_v; \\ \dot{\beta}_v &= \dot{\pi}_3. \end{aligned} \quad (4)$$

Уравнения криволинейного движения машины при условии, что углы поворота колес в направлении, противоположном вращению часовой стрелки, положительны, а в направлении вращения часовой стрелки – отрицательны, принимают следующий вид:

$$m_v (\delta_v \dot{\pi}_1 - \dot{\pi}_2 \dot{\pi}_3) = (P_{kjr} - P_{fjr}) \cos \alpha_{jr} - P_{sjr} \sin \alpha_{jr} + (P_{kjl} - P_{fjl}) \cos \alpha_{jl} - P_{sjl} \sin \alpha'_{jl} - P_a; \quad (5)$$

$$m_v (\ddot{\pi}_2 + \dot{\pi}_1 \dot{\pi}_3) = (P_{kjr} - P_{fjr}) \sin \alpha_{jr} + P_{sjr} \cos \alpha_{jr} + \quad (6)$$

$$\begin{aligned}
& + (P_{kjl} - P_{fjl}) \sin \alpha_{jl} + P_{sjl} \cos \alpha_{jl}; \\
m_v \rho_v^2 \ddot{\pi}_3 = 0,5 & (P_{kjr} \cos \alpha_{jr} - P_{kjl} \cos \alpha_{jl}) B_j + \\
& + (P_{kjr} \sin \alpha_{jr} + P_{kjl} \sin \alpha_{jl}) (l_a - l_j) - \\
& - 0,5 (P_{fjr} \cos \alpha_{jr} - P_{fjl} \cos \alpha_{jl}) B_j - \\
& - (P_{fjr} \sin \alpha_{jr} + P_{fjl} \sin \alpha_{jl}) (l_a - l_j) - \\
& - 0,5 (P_{sjr} \sin \alpha_{jr} - P_{sjl} \sin \alpha_{jl}) B_j + \\
& + (P_{sjr} \cos \alpha_{jr} + P_{sjl} \cos \alpha_{jl}) (l_a - l_j) - M_r,
\end{aligned} \tag{7}$$

где m_v , ρ_v и l_v – соответственно масса машины, ее радиус инерции относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс, и продольная координата центра масс (расстояние от первого моста до центра масс машины); l_j и B_j – расстояние от первого до j -го моста машины и колея j -го моста, соответственно; δ_v – коэффициент учета вращающихся масс; j – порядковый номер моста, $j = 1 \dots m$ ($m \geq n$).

Касательные силы тяги P_{kjr} и P_{kjl} , $j = 1 \dots n$, на ведущих колесах определяются в зависимости от моделируемого режима движения и характеристики привода ведущих колес по зависимостям, приведенным в работе [4].

Силы сопротивления качению колес P_{fjr} и P_{fjl} рассчитываются как произведение коэффициентов сопротивления качению на нормальные реакции колес в соответствии с выражениями:

$$P_{fj} = f_j P_{zj}, \quad j = 1 \dots m, \tag{8}$$

где f_j – коэффициенты сопротивления качению колес, определяемые с учетом поступательной скорости движения машины, количества проходов колес по колею и углов бокового увода колес; P_{zj} – нормальные реакции колес.

Нормальные реакции колес P_{zjr} и P_{zjl} , $j = 1 \dots m$, от которых во многом зависят их как продольные силы, так и боковые реакции, определяются кинематическими параметрами движения машины и рассчитываются по уравнениям, составленным на основе пространственной расчетной схемы конкретной машины. Зависимости для определения нормальных реакций колес составляются с учетом жесткосных и демпферных характеристик системы поддрессорования, применяемых шин и выбранной для моделирования движения опорной поверхности [5].

Боковые реакции колес P_{sjr} и P_{sjl} определяются в соответствии с теорией нелинейного увода [7]:

$$P_{sj} = K_{sj} \delta_j = q_j K_{s0} \delta_j, \quad j = 1 \dots m, \tag{9}$$

где K_{si} – коэффициент сопротивления боковому уводу колес, δ_j – угол увода колеса; K_{s0i} – тангенс угла наклона кривой $P_s = f(\delta)$ в начале координат; q_i – общий коэффициент коррекции, равный произведению девяти частных коэффициентов коррекции.

Сила сопротивления движению колесной машины воздушной среды P_a определяется по формулам [8].

Суммарный момент сопротивления повороту машины в контакте колес с опорной поверхностью движения M_p складывается из моментов сопротивления повороту отдельных колес. Моменты сопротивления повороту отдельных колес внедорожной машины состоят из моментов сопротивления колес от кинематического и силового увода, моментов сопротивления колес от углового перемещения отпечатков колес относительно поверхности грунта и сил реакции, действующих на боковины колес, когда последние идут в колею, и рассчитываются по выражениям [9].

В результате решения системы дифференциальных уравнений (5)-(7) для каждого значения угла поворота рулевого колеса или среднего угла поворота управляемых колес первого моста α_1 определяются силовые и кинематические параметры движения машины и по выражению (2) рассчитывается численное значение КПД ходовой системы.

Результаты исследований. С помощью показателя (2) оценивалась эффективность ходовой системы полноприводной машины с колесной формулой 8x8, близкой по своим массовым и геометрическим параметрам к внедорожной машине МЗКТ-79091 полной массой 43,5 тонн с двумя передними управляемыми мостами. Оценка проводилась при установившемся движении со скоростью 3,6 км/ч на сухой суглинистой целине со стабильными сцепными условиями (коэффициент сцепления 0,65, коэффициент сопротивления 0,05).

Для сравнительной оценки рассчитывались значения КПД ходовой системы по формуле [4], составленной для случая прямолинейного движения машины без учета отклонения векторов касательных сил тяги ведущих колес от заданного направления движения, определяемого углами поворота управляемых колес:

$$\eta_{rs} = \frac{\sum_{i=1}^n (P_{kir} + P_{kil})}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{P_{kir}}{1 - s_{\delta ir}} + \frac{P_{kil}}{1 - s_{\delta il}} \right)}. \quad (10)$$

Результаты исследований представлены в виде графических зависимостей показателей (2) и (10) от среднего угла поворота управляемых колес первого моста α_1 на рис. 3.

Из рис. 3 следует, что при нейтральном положении рулевого колеса численное значение КПД ходовой системы составляет 0,988 при расчете как с учетом, так и без учета отклонения векторов касательных сил тяги от направления движения, определяемого поворотом рулевого и управляемых колес. С увеличением кривизны траектории движения машины возрастают составляющие касательных сил тяги в направлении, отличном от задаваемого водителем поворотом рулевого колеса, и при достижении среднего угла управляемых колес первого моста значения, равного 45 град, значения КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ уменьшаются до 0,915.

С поворотом управляемых колес от нейтрального положения наблюдается различие в значениях КПД ходовой системы, полученных по выражениям (2) и (10). С увеличением угла поворота рулевого и управляемых колес разность между данными показателями растет и при повороте управляемых колес на угол, равный 45 град, составляет более 1 %.

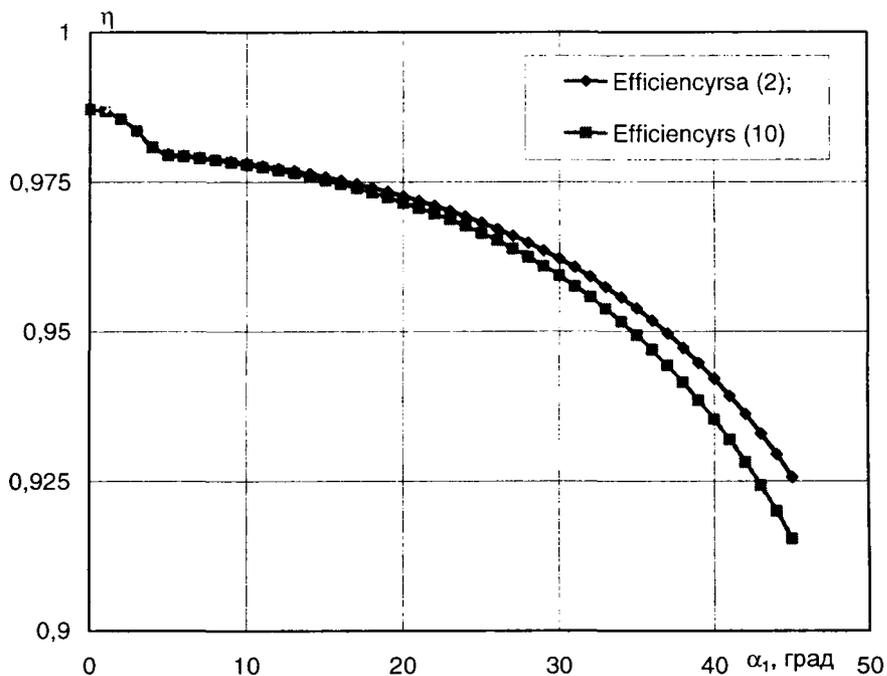


Рис. 3. Зависимости КПД, полученные по выражениям (2) и (10), от среднего угла поворота управляемых колес первого моста внедорожной машины МЗКТ-79091

Таким образом, результаты настоящего исследования подтверждают необходимость использования разработанного метода для расчета эффективности ходовых систем многоприводных колесных машин для общего случая их криволинейного движения.

Заключение. Разработан метод для количественной оценки эффективности ходовых систем многоприводных колесных машин для общего случая криволинейного движения, учитывающий отклонение векторов касательных сил тяги на ведущих колесах от требуемого направления передвижения машины, задаваемого водителем поворотом рулевого и управляемых колес.

Разработанный метод позволяет оценивать эффективность ходовых систем многоприводных колесных машин и осуществлять оптимизацию параметров привода ведущих колес и рулевого управления с позиции единого методологического подхода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Большая советская энциклопедия. (В 30 томах). Гл. ред. А.М. Прохоров. Изд. 3-е. М., Советская энциклопедия, 1973. Т. 13. Конда-Кун. 1973. – 608 с.
2. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
3. Скойбеда А.Т. Автоматизация ходовых систем колесных машин. – Минск: Наука и техника, 1979. – 280 с.
4. Энергонагруженность и надежность дифференциальных механизмов транспортно-тяговых машин / А.Х. Лефаров, М.С. Высоцкий, В.В. Ванцевич, В.И. Кабанов. – Минск: Наука и техника, 1991. – 240 с.

5. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – 2-е изд., переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
6. Ванцевич В.В., Высоцкий М.С., Дубовик Д.А. Управление динамикой криволинейного движения колесных машин // Известия Национальной академии наук Беларуси. Сер. физ.-техн. наук. – 2001. – №3. – С. 123–128.
7. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.
8. Евграфов А.Н., Высоцкий М.С. Аэродинамика колесных машин. – Минск: НИРУП "Белавтотракторостроение", 2001. – 368 с.
9. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.