

Теоретическое исследование взаимодействия составляющих КПД дифференциала и движителя колёсных машин

*Ю.Г. Горшков, д.т.н., профессор, С.В. Золотых, к.т.н.,
ФГБОУ ВО Южно-Уральский ГАУ*

Учитывая количество автомобильного транспорта во всех отраслях экономики России [1], эффективность работы колёсных транспортных средств более всего характеризуется и определяется коэффициентами полезного действия (КПД) движителя и узлов трансмиссии, в частности дифференциала [2–4].

КПД дифференциала и колёсного пневматического движителя исследовались неоднократно. Однако в проведённых теоретических исследованиях имеется ряд нерешённых вопросов. В частности, вызывает сомнение возможность полного учёта КПД дифференциала по существующим в настоящее время формулам (зависимостям) [2, 3, 5–7].

Известно, что КПД дифференциала непосредственно влияет на КПД колёсной машины и, кроме того, на такие важные её качества, как проходимость и способность движения с сохранением отдельного перемещения ведущих колёс.

В то же время параметрами внутреннего трения дифференциала определяется его КПД. Если вопросы эффективности использования дифференциала и степень влияния этого механизма на проходимость в какой-то мере и изучены [6–8], то взаимосвязь КПД указанного элемента трансмиссии с его способностью обеспечивать отдельное качение ведущих колёс по твёрдой поверхности, в силу назначения этого механизма изучена слабо [3, 4, 9]. Причём указанное составляет одну из основных характеристик любого дифференциала [2, 3, 10, 11].

Материал и методы исследования. Авторы предприняли попытку восполнить некоторые пробелы в описании теории работы межколёсного дифференциального механизма.

Для анализа работы последнего наиболее часто используется формула его КПД, применяемая в НАМИ. Существо её вывода заключается в следующем [2–4]. Из подобия треугольников в кинематической схеме поворота ведущей оси автомобиля (рис. 1) видно, что:

$$\frac{\Delta\omega}{B} = \frac{\omega_0}{R};$$

откуда:

$$\frac{\Delta\omega}{\omega_0} = \frac{B}{2R}, \quad (1)$$

где $\Delta\omega$ – разность угловых скоростей корпуса дифференциала и полуоси;

B – средняя ширина колеи;

ω_0 – угловая скорость корпуса дифференциала;

ω_1 и ω_2 – соответственно меньшая и большая скорости вращения ведущих колёс.

КПД дифференциала определится из следующего равенства:

$$\eta = \frac{N' + N''}{N_0}, \quad (2)$$

где N_0 – мощность, подводимая к корпусу дифференциала;

N' и N'' – мощности, подводимые к ведущим колёсам.

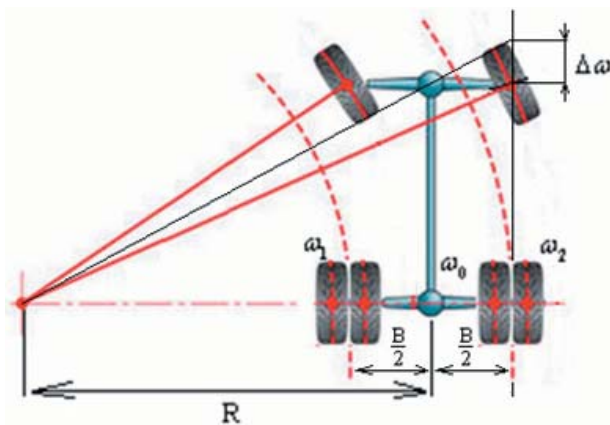


Рис. 1 – Упрощённая кинематическая схема поворота автомобиля

В свою очередь:

$$N'' = M_2(\omega_0 + \Delta\omega), \quad (3)$$

$$N_1 = M_1(\omega_0 - \Delta\omega) = M_2 \cdot k_\delta(\omega_0 - \Delta\omega), \quad (4)$$

где M_1 и M_2 – величины крутящих моментов, подведённых к левому и правому ведущим колёсам, соответственно вращающимся с большей и меньшей скоростью;

k_δ – коэффициент блокировки.

Коэффициент блокировки k_δ (коэффициент перераспределения дифференциалом момента по полуосям) находится из следующего соотношения:

$$k_\delta = \frac{M_1}{M_2}. \quad (5)$$

Для дифференциалов повышенного трения (например, конструктивно выполненных с отдельным расположением кулачков) коэффициент перераспределения крутящего момента по полуосям равен 3–6, с осевым расположением сухарей – 5–10, для червячных дифференциалов он равен 8–15 [3].

Мощность, подводимая к корпусу дифференциала, определяется как:

$$N_0 = M_0 \cdot \omega_0 = (M_2 + M_1) \cdot \omega_0 = (M_2 + M_2 \cdot k_\delta) \cdot \omega_0 = M_2 \cdot \omega_0(1 + k_\delta), \quad (6)$$

где M_0 – крутящий момент, подведённый к корпусу дифференциала.

После подстановки значений N' , N'' и N_0 находим, что:

$$\eta_\delta = \frac{M_2(\omega_0 + \Delta\omega) + M_2 \cdot k_\delta(\omega_0 - \Delta\omega)}{M_2(1 + k_\delta)\omega_0}, \quad (7)$$

где η_δ – КПД дифференциала.

После преобразований и упрощения выражения (7) η_δ составит:

$$\eta_\delta = \frac{\omega_0 + \Delta\omega + k_\delta \cdot \omega_0 - k_\delta \cdot \Delta\omega}{(1 + k_\delta)\omega_0} =$$

$$\frac{(1 + k_\delta) \cdot \omega_0 + \Delta\omega(1 - k_\delta)}{(1 + k_\delta)\omega_0} = 1 + \frac{\Delta\omega(1 - k_\delta)}{\omega_0(1 + k_\delta)}, \quad (8)$$

После подстановки значения $\frac{\Delta\omega}{\omega_0}$ из формулы (1) КПД дифференциала выразится равенством:

$$\eta_\delta = 1 - \frac{B}{2R} \cdot \frac{(k_\delta - 1)}{(k_\delta + 1)}. \quad (9)$$

В данном виде эта формула (9) широко используется для определения КПД дифференциала.

Далее, используя зависимости (5) и учитывая, что $M_0 = M_1 + M_2$ и $M_1 = M_2 + M_r = M_2 + M_0 \cdot \xi$, определили, что коэффициент внутреннего трения дифференциала будет равен:

$$\xi = \frac{k_\delta - 1}{k_\delta + 1}, \quad (10)$$

где ξ – коэффициент внутреннего трения дифференциала. Значение этого показателя для каждого типа дифференциала (пренебрегая некоторыми колебаниями) может считаться постоянным. Для простых шестерёнчатых дифференциалов эта величина составляет 0,035–0,040;

M_r – момент внутреннего трения в дифференциале.

Результаты исследования. Величину момента внутреннего трения в дифференциале M_r можно определить на основе следующего выражения [3]:

$$M_r = \xi \cdot M_0; \quad (11)$$

откуда

$$\xi = \frac{M_r}{M_0}. \quad (12)$$

Тогда уравнение (9) может быть записано следующим образом:

$$\eta_\delta = 1 - \frac{\Delta\omega \cdot M_0 \cdot \xi}{\omega_0 \cdot M_0}. \quad (13)$$

Верхняя часть (числитель) уравнения (13) определяет уровень потерь мощности на вну-

треннее трение дифференциала, а нижняя часть (знаменатель) – мощность, подведённую к корпусу дифференциала.

Отсюда видно, что КПД дифференциала, определяемый по формулам (9) и (13), учитывает только потери на трение внутри дифференциала, независимо от причин, вызвавших отдельные перемещения ведущих колёс.

Однако КПД транспортного средства, осуществляющего поворот, складывается не только из потерь на трение внутри дифференциала [6, 12]. На внутреннее колесо по отношению к центру поворота всегда передаётся большее тяговое усилие, чем на внешнее, согласно формуле (10). Совокупность этих сил относительно плоскости дороги образуют момент, противодействующий повороту автомобиля, который увеличивает его сопротивление движению машины и приводит к дополнительному снижению КПД автомобиля [3] (рис. 2).



Рис. 2 – Поворот грузового автомобиля на поверхности с малой несущей способностью при возникновении момента сил, противодействующего повороту

Для учёта влияния перераспределения дифференциалом крутящего момента на КПД автомобиля, движущегося на повороте, обозначим общий КПД автомобиля через:

$$\eta_{\text{общ.}} = \eta_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{пов.}}, \quad (14)$$

где $\eta_{\text{д}}$ – КПД дифференциала, учитывающий потери на трение внутри его, определяемый формулами (10) и (13);

$\eta_{\text{пов.}}$ – КПД дифференциала, учитывающий увеличение сопротивления при повороте автомобиля.

Определение $\eta_{\text{пов.}}$ произведём по формуле:

$$\eta_{\text{пов.}} = 1 - \frac{\Delta N \cdot}{N_0 \eta_{\text{д}}}, \quad (15)$$

где ΔN – мощность, теряемая на преодоление момента сил, противодействующих повороту автомобиля;

N_0 – мощность, подведённая к дифференциальному механизму.

Движение ведущей оси при совершении автомобилем поворота целесообразно рассматривать

состоящим из прямолинейного и вращательного относительно внутреннего колеса.

Мощность, затрачиваемая на вращательное движение ведущей оси, составит:

$$\Delta N = \Delta M \cdot \Delta \omega_1, \quad (16)$$

где ΔM – момент сил в плоскости дороги, противодействующий повороту автомобиля;

$\Delta \omega_1$ – угловая скорость вращательного движения ведущей оси при повороте автомобиля ($\omega_2 - \omega_1$) (рис. 1).

В свою очередь ΔM найдём из следующего выражения:

$$\Delta M = \frac{M_r \cdot B}{r_k} = \frac{\psi \cdot G \cdot r \cdot \xi}{r_k} \cdot B = \psi \cdot G \cdot r_k \cdot \xi, \quad (17)$$

откуда

$$\Delta \omega_1 = \frac{2\Delta \omega \cdot r_k}{B}, \quad (18)$$

где r_k – радиус качения ведущего колеса;

ψ – коэффициент дорожного сопротивления передвижению автомобиля;

G – вес автомобиля.

Из выражений (17) и (18) найдём, что:

$$\Delta N = 2\Delta \omega \cdot \psi \cdot G \cdot r_k \cdot \xi. \quad (19)$$

Подставляя найденное значение ΔN в формулу (15), определим, что:

$$\eta_{\text{пов.}} = 1 - \frac{2\Delta \omega \cdot \psi \cdot G \cdot r_k \cdot \xi}{\omega_0 \cdot M_0 \cdot \eta_{\text{д}}}. \quad (20)$$

Так как $\psi \cdot G \cdot r_k = M_0$, то:

$$\eta_{\text{пов.}} = 1 - \frac{2\Delta \omega \cdot \xi}{\omega_0 \cdot \eta_{\text{д}}}. \quad (21)$$

Выражение для определения общего КПД дифференциала при движении автомобиля на повороте с учётом формулы (21) примет вид:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{общ.}} &= \eta_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{пов.}} = \eta_{\text{д}} \left(1 - \frac{2\Delta \omega \cdot \xi}{\omega_0 \cdot \eta_{\text{д}}} \right) = \\ &= \eta_{\text{д}} - \frac{2\Delta \omega \cdot \xi}{\omega_0} = 1 - \frac{\Delta \omega \cdot \xi}{\omega_0} - \frac{2\Delta \omega \cdot \xi}{\omega_0} = \\ &= 1 - \frac{3\Delta \omega \cdot \xi}{\omega_0} \end{aligned} \quad (22)$$

Произведя подстановку $\frac{\Delta \omega}{\omega_0} = \frac{B}{2R}$ из формулы (1) и значения ξ , получим:

$$\eta_{\text{общ.}} = 1 - \frac{3B}{2R} \cdot \frac{k_{\delta} - 1}{k_{\delta} + 1}. \quad (23)$$

Анализируя формулу (23), можно видеть, что относительные потери мощности при движении автомобиля на повороте, определяемые по формуле (23), в три раза выше, чем при определении КПД дифференциала по формуле (13).

В качестве примера сравним значения КПД червячного дифференциала при повороте автомо-

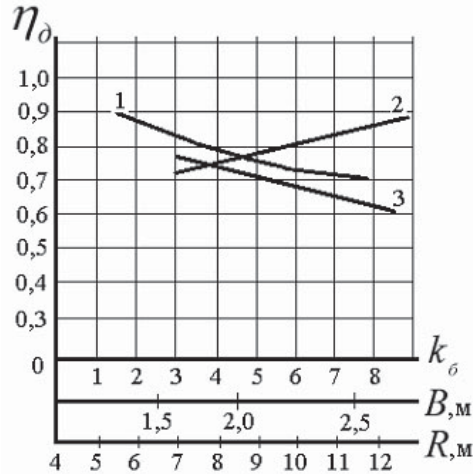


Рис. 3 – Изменение КПД дифференциала η_d в зависимости от коэффициента блокировки k_b , ширины колеи B и радиуса кривизны траектории R

бия, полученные по формулам (13) и (23), если $B=1,8$ м, $R=8$ м и $k_b=9$.

КПД дифференциала, подсчитанный по формуле (13), равен 0,91, а подсчитанный по формуле (23) – 0,73.

На рисунке 3 графически представлена зависимость КПД дифференциала от коэффициента блокировки k_b , радиуса кривизны траектории R и ширины колеи B .

Анализ графика (рис. 3) наглядно показывает, что η_d дифференциала увеличивается с увеличением R и снижается с увеличением B . Отсюда можно сделать следующий вывод: с ростом k_b снижение η_d происходит по кривой, представленной на графике как $\eta_d(k_b)$. На рассмотренном примере ясно, что при выполнении поворота автомобилем с дифференциалом, обладающим повышенным внутренним

трением, потери КПД могут достигать 27%. Это свидетельствует о необходимости дальнейшего изучения и учёта КПД дифференциала, как одного из существенных и перспективных критериев оценки динамических качеств автомобиля.

Литература

1. Данцев С.А. Автомобилизация в России: история и перспективы // Бизнес в законе. 2009. № 1. С. 85–87.
2. Бабков В.Ф., Бируля А., Сиденко В.М. Проходимость колёсных машин по грунту. М.: Автотрансиздат, 1959.
3. Горшков Ю.Г. Повышение эффективности функционирования системы «дифференциал – пневматический колёсный движитель – несущая поверхность» мобильных машин сельскохозяйственного назначения: дис. ... докт. техн. наук. Челябинск, 1999.
4. Горшков Ю.Г. Влияние дифференциала на управляемость и устойчивость автомобиля // Вестник Челябинского агроинженерного университета. 1994. Т. 5.
5. Терещенко Е.С. Способ повышения подвижности автомобилей многоцелевого назначения при эксплуатации на различных дорожных покрытиях / Е.С. Терещенко, И.А. Мурог, Д.Ю. Фадеев, Д.В. Шабалин // Омский научный вестник. 2013. № 2 (120). С. 115–120.
6. Ушнурцев С.В., Келлер А.В., Усиков В.Ю. Метод управления распределением мощности между ведущими колёсами автомобиля многоцелевого назначения по взаимному отклонению кинематических и силовых факторов // Омский научный вестник. 2012. № 1 (107). С. 159–162.
7. Шульгин Л.М. Блокировка дифференциала ограничителем угловых ускорений // Совершенствование конструкций машин и пути увеличения их долговечности. Челябинск, 1965.
8. Шамин А.А. Самоблокирующийся дифференциал мобильной машины // Вестник Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Московский государственный агроинженерный университет им. В.П. Горячкина». 2008. № 4. С. 81–83.
9. Мурог И.А. Математическая модель движения автомобиля // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. 2013. № 1. С. 17–21.
10. Жилейкин М.М., Ягубова Е.В., Стрелков А.Г. Алгоритм работы системы динамической стабилизации за счёт управления дифференциалами механической трансмиссии и корректирующего подруливания для трактора // Известия вузов. Машиностроение. 2014. № 12 (657). С. 45–52.
11. Острцов А. В., Есаков А. Е., Шарипов В. М. Сравнительная оценка опорной проходимости автомобилей КамАЗ-4350, КамАЗ-43114 и Урал-4320-31 на сыпучем песке // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. № 1 (19). С. 50–54.
12. Холопов В.Н., Лабзин В.А., Ерыгин А.Б. Влияние переходных процессов в трансмиссии на эксплуатационные свойства лесной машины // Вестник КрасГАУ. 2010. № 11. С. 164–169.