

А. Х. Лефаров, В. И. Кабанов, В. Т. Васильев

ПОТЕРИ МОЩНОСТИ НА БУКСОВАНИЕ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ 4×4 С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ МЕЖКОСЕВЫМ ПРИВОДОМ

Многими исследованиями [1, 2, 3] установлено, что при движении колесных машин — автомобилей, тягачей и тракторов — имеет место неодинаковый расход топлива при заблокированной и дифференциальной связи ведущих колес. Это обстоятельство объясняется неодинаковым к. п. д. ходовой системы. Чем неравномернее тяговая нагрузка ведущих колес, тем ниже к. п. д. движителя. Если при дифференциальном приводе у машин 4×4 тяговая нагрузка на колеса одинакова или находится в известном соотношении независимо от условий движения, то при заблокированном приводе постоянно отмечается неравномерная нагрузка на разные колеса. Это подтверждается и теоретическими исследованиями.

Для выяснения вопроса следует предварительно рассмотреть режим работы ведущего колеса в зависимости от тяговой нагрузки. В настоящее время широко используется зависимость [4]:

$$r_k = r_k^0 - \lambda M_k,$$

где r_k — радиус качения колеса; r_k^0 — радиус качения колеса в ведомом режиме; λ — коэффициент тангенциальной эластичности шины; M_k — крутящий момент, приложенный к колесу.

Из этого выражения следует, что радиус качения колеса уменьшается с возрастанием тяговой нагрузки, причем зависимость эта линейна и получается вследствие тангенциальной деформации шины при движении по дороге с твердым покрытием. При движении по грунтам (строительные тягачи, тракторы) эта зависимость в диапазоне эксплуатационных нагрузок также близка к линейной [5] и получается главным образом за счет тангенциальной деформации грунта. Указанная тангенциальная деформация шин и грунта ведет к некоторой потере скорости движения. Такую потерю скорости принято рассматривать как частичное буксование ведущих колес и оценивать ее коэффициентом буксования δ :

$$\delta = \frac{v_T - v}{v_T} = 1 - \frac{r_k}{r_k^0}, \quad (1)$$

где v_T — теоретическая скорость движения; v — действительная скорость движения.

Как уже говорилось выше, величина буксования пропорциональна касательной силе тяги колес, а поэтому можно записать, что

$$P_k = K \delta, \quad (2)$$

где K — коэффициент пропорциональности. Он имеет размерность n , зависит от прочностной характеристики опорной поверхности, конструкции колесного движителя, весовой нагрузки моста и устанавливается по опытным кривым буксования. Если принять, что сцепные условия колес одной оси одинаковые, но разные у передней и задней осей, то касательные силы тяги можно записать так:

$$\text{для переднего ведущего моста } P_{k1} = K_1 \delta_1;$$

$$\text{для заднего ведущего моста } P_{k2} = K_2 \delta_2.$$

Потери мощности за счет буксования оцениваются к. п. д. буксования, который может быть определен для машины 4×4 из следующего выражения:

$$\eta_b = \frac{N_v}{N_v + N_{\delta 1} + N_{\delta 2}}, \quad (3)$$

где N_v — мощность, передаваемая от движителя к раме машины; $N_{\delta 1}$ и $N_{\delta 2}$ — потери мощности на буксование переднего и заднего мостов.

Далее можно записать, что

$$N_v = (K_1 \delta_1 + K_2 \delta_2) v; \quad N_{\delta 1} = v_{\delta 1} K_1 \delta_1; \quad N_{\delta 2} = v_{\delta 2} K_2 \delta_2,$$

где $v_{\delta 1}$ и $v_{\delta 2}$ — потерянные скорости от буксования переднего и заднего мостов.

Эти скорости могут быть определены через v , δ_1 и δ_2 , для чего можно воспользоваться следующими зависимостями теоретических скоростей переднего и заднего мостов:

$$v_{T1} = v + v_{\delta 1}; \quad v_{T2} = v + v_{\delta 2}$$

и

$$v_{T1} = \frac{v}{1 - \delta_1}; \quad v_{T2} = \frac{v}{1 - \delta_2}.$$

Приравняв правые части этих выражений, можно получить искомые зависимости потерянных от буксования скоростей. Они имеют вид:

$$v_{\delta 1} = v \frac{\delta_1}{1 - \delta_1}; \quad v_{\delta 2} = v \frac{\delta_2}{1 - \delta_2}.$$

Используя эти зависимости, формулу (3) можно привести к следующему виду:

$$\eta_0 = 1 - \frac{K_1 \delta_1^2 (1 - \delta_2) + K_2 \delta_2^2 (1 - \delta_1)}{K_1 \delta_1 (1 - \delta_2) + K_2 \delta_2 (1 - \delta_1)}. \quad (4)$$

Эта формула отражает потери мощности на буксование в зависимости от δ_1 и δ_2 и справедлива для любой схемы силового привода. Как уже отмечалось, для дифференциального межосевого

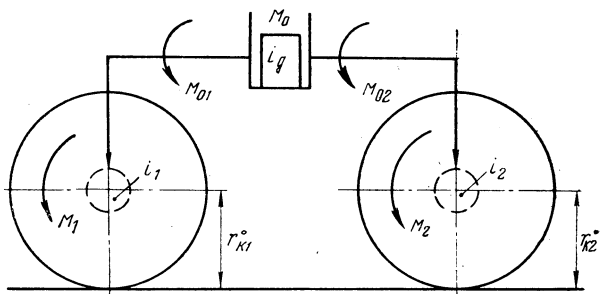


Рис. 1. Схема силового привода машины 4×4 с дифференциальным межосевым приводом.

го привода тяговые нагрузки мостов и, следовательно, их буксования имеют постоянное соотношение при любых условиях движения и зависят от передаточного числа межосевого дифференциала — i_d (рис. 1). Отсюда следует, что

$$\delta_2 = i_d \delta_1. \quad (5)$$

Используя эту связь и схему рис. 1, можно найти зависимости δ_1 и δ_2 от тяговой нагрузки — M_0 . Из схемы следует, что

$$M_0 = M_{01} + M_{02} = M_{01} + i_d M_{01} = M_{01} (1 + i_d),$$

откуда получаем

$$M_{01} = M_0 \frac{1}{1 + i_d}. \quad (6)$$

Аналогично находим

$$M_{02} = M_0 \frac{i_d}{1 - i_d}, \quad (7)$$

Из формул (6) и (7) находим выражения касательных сил тяги переднего и заднего мостов через передаточные числа мостов

i_1 и i_2 и радиусы качения передних и задних ведущих колес $r_{к1}^0$ и $r_{к2}^0$ в том случае, если передние и задние колеса разные, т. е.:

$$P_{к1} = \frac{M_0 i_1}{r_{к1}^0 (1 + i_d)}; \quad P_{к2} = \frac{M_0 i_2 i_d}{r_{к2}^0 (1 + i_d)}.$$

Разделив эти выражения на соответствующие коэффициенты пропорциональности K_1 и K_2 , получим искомые формулы для буксования переднего и заднего мостов машины с межосевым дифференциальным приводом:

$$\frac{P_{к1}}{K_1} = \delta_1 = \frac{M_0 i_1}{K_1 r_{к1}^0 (1 + i_d)}; \quad (8)$$

$$\frac{P_{к2}}{K_2} = \delta_2 = \frac{M_0 i_2 i_d}{K_2 r_{к2}^0 (1 + i_d)}. \quad (9)$$

Так как $\frac{r_{к1}^0}{r_{к2}^0} = \frac{i_1}{i_2}$, примем следующее обозначение: $\frac{r_{к1}^0}{i_1} = \frac{r_{к2}^0}{i_2} = a$.

С учетом этого формулы (8) и (9) примут вид:

$$\delta_1 = \frac{M_0}{K_1 a (1 + i_d)}; \quad (10)$$

$$\delta_2 = \frac{M_0 i_d}{K_2 a (1 + i_d)}. \quad (11)$$

Подставляя их в формулу (4) и сделав необходимые преобразования, для машины 4×4 с дифференциальным межосевым приводом получим:

$$\eta_0 = 1 - \frac{M_0 a (K_1 i_d^2 + K_2) - M_0^2 i_d}{K_1 K_2 a^2 (1 + i_d)^2 - M_0 a i_d (K_1 + K_2)}. \quad (12)$$

Эта формула отражает общий случай, когда сцепные условия передних и задних колес неодинаковы, т. е. $K_1 \neq K_2$.

В случае одинаковых сцепных условий (одинаковые колеса, осевая нагрузка и дорожные условия) формула (12) примет вид:

$$\eta_0 = 1 - \frac{M_0 K a (1 + i_d^2) - M_0^2 i_d}{K^2 a^2 (1 + i_d)^2 - 2 M_0 K i_d}. \quad (13)$$

Из полученной формулы следует, что к. п. д. буксования зависит от i_d , т. е. от распределения нагрузки между мостами. Ис-

следование этой формулы на экстремум показывает, что кривая, отражающая зависимость к. п. д. от i_d , имеет максимум. Он соответствует значению $i_d = 1$, т. е. случаю равного распределения тяговой нагрузки по мостам. Перераспределение нагрузки за счет изменения i_d в ту или иную сторону приводит к снижению η_b .

При $i_d = 0$ и $i_d = \infty$ формула (13) приобретает вид:

$$\eta_b = 1 - \frac{M_0}{Ka} = 1 - \frac{M_0 i}{Kr_k^0} \quad (14)$$

Случай, когда $i_d = 0$, соответствует движению с одним передним ведущим мостом, а при $i_d = \infty$ — движению с одним задним ведущим мостом. В обоих случаях η_b имеет минимальные и равные значения.

На рис. 2 приведен график зависимости η_b от i_d применительно к машине с параметрами, близкими к тягачу МоАЗ-542. Эксплуатационный вес равен 184 000 кг и поровну распределен по мостам.

Радиусы качения колес и сцепные условия постоянные: $r_k^0 = 0,88$ м; $K = 5 \cdot 10^4$ при движении по дороге с твердым покрытием и $K = 2,2 \cdot 10^4$ при движении по грунту средней плотности. Передаточные числа мостов $i_1 = i_2 = i = 22$. Для удобства построения графика по оси абсцисс отложено не i_d , а величина $\frac{1}{1 + i_d}$.

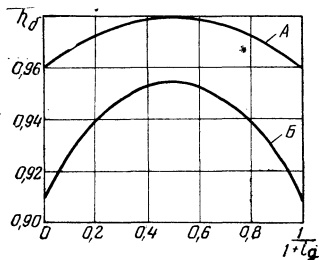


Рис. 2. Зависимость к. п. д. колесного движителя, учитывающего потери мощности на буксование, от передаточного числа межосевого дифференциала:

А — движение по дороге с твердым покрытием; Б — движение по грунту средней плотности.

Из приведенного анализа и графика (рис. 2) следует, что наименьшие потери мощности на буксование, а следовательно, и наименьший расход топлива будут при одинаковой тяговой нагрузке на обоих мостах, если при этом одинаковы и колеса. При неодинаковых колесах переднего и заднего мостов тяговая нагрузка должна быть пропорциональной весовым нагрузкам на оси. Эти условия обеспечиваются только дифференциальным межосевым приводом.

Из анализа также следует, что при дифференциальном межосевом приводе с целью сохранения высокого к. п. д. движителя нецелесообразно отключать части ведущих мостов в случае движения по твердым дорогам. В противоположность дифференциальному приводу, блокированный не обеспечивает постоянства требуемого распределения тяговых нагрузок по мостам, что и приводит к повышенному расходу топлива.

Литература

- [1] Левин И. А., Каченко Ю. А. Исследование привода ведущих мостов автомобиля типа 6×4. — «Автомобильная промышленность», 1966, № 6.
- [2] Петрушов В. А., Стригин И. А. Исследование тангенциальной эластичности шин. — Труды НАМИ. М., 1968, вып. 97. [3] Филюшкин А. В., Бочаров Н. Ф., Лугин П. П., Семенов В. М. Влияние типа силового привода трехосного автомобиля на расход топлива при движении по твердой поверхности. — «Автомобильная промышленность», 1966, № 1. [4] Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М., 1950. [5] Харитончик Е. М., Васильев В. К. О методах определения оптимальных параметров и номинальных тяговых усилий тракторов. — «Тракторы и сельхозмашины», 1969, № 2.