

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ НАГРУЖЕННОСТИ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ВЕДУЩИХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

В карьерах горнообогатительных комбинатов эксплуатируются автомобили-самосвалы особо большой грузоподъемности (75...180 т), имеющие индивидуальный электропривод ведущих колес через механический редуктор.

Такая компоновка трансмиссии обуславливает некоторые особенности нагружения деталей привода ведущих колес, проявляющиеся, в частности, при движении автомобиля по криволинейной траектории. Если в механических трансмиссиях автомобилей в этом случае благодаря наличию симметричного межколесного дифференциала не происходит значительного изменения нагрузки в приводах ведущих колес, то можно предположить, что при индивидуальных электроприводах из-за отсутствия дифференциальных механизмов нагрузки в каждом из них будут разными.

Эти предположения подтверждаются как непосредственными наблюдениями за показателями амперметров (на щитке приборов водителя), регистрирующих токи в цепях каждого из тяговых электродвигателей, так и результатами обработки осциллограмм с записями значений крутящих моментов на торсионных валах, связывающих тяговые электродвигатели с редукторами ведущих колес автомобиля.

Упомянутая обработка производилась для записей режимов прямолинейного движения автомобиля с последующим плавным переходом на криволинейное с переменным радиусом кривизны как на горизонтальных участках трассы, так и на участках с различными подъемами. Объектом исследований являлся БелАЗ-75191 (с грузом), эксплуатировавшийся на вывозе горной массы.

Целью обработки экспериментального материала было получение характеристик, показывающих соотношение крутящих моментов на торсионах внутреннего ($M_{вн}$) и наружного ($M_{н}$) относительно центра поворота ведущих колес в зависимости от радиуса кривизны траектории движения (радиуса поворота автомобиля R_a).

Были получены две зависимости. Одна из них (рис. 1) характеризует изменение отношения крутящего момента, нагружающего торсионный вал при разных значениях радиуса поворота автомобиля (M_R), к аналогичному моменту на прямолинейном участке трассы перед началом поворота ($M_{п}$):

$$k_m = M_R / M_{п} . \quad (1)$$

Другая зависимость (рис. 2) характеризует соотношение крутящих моментов, действующих одновременно на торсионных валах внутреннего и наружного (относительно центра поворота) ведущих колес автомобиля, и токов ($I_{вн}$, $I_{н}$) в цепях соответствующих тяговых электродвигателей:

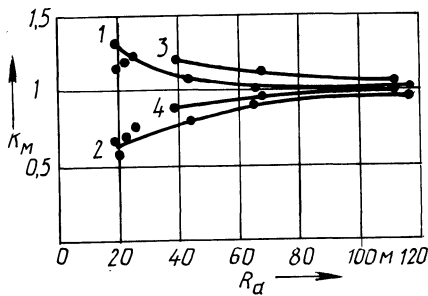


Рис. 1. Зависимость отношения крутящих моментов (k_M) от радиуса поворота автомобиля (R_a):

1...3 – k_M для внутреннего ведущего колеса (в двух реализациях); 2...4 – k_M для наружного ведущего колеса (в двух реализациях)

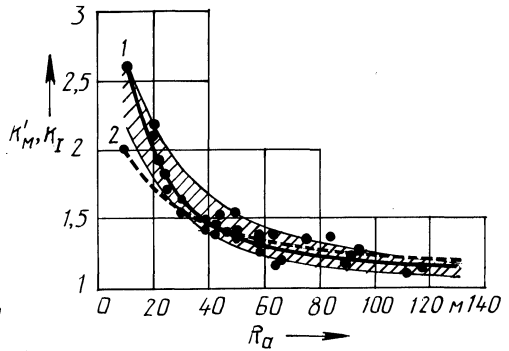


Рис. 2. Зависимость соотношений крутящих моментов (k'_M) и токов в тяговых электродвигателях (k'_I) от радиуса поворота автомобиля (R_a):

1 – k'_M для крутящих моментов на торсионах; 2 – k'_I для токов

$$k'_M = M_{ВН} / M_H \quad (2); \quad k'_I = I_{ВН} / I_H \quad (3)$$

С целью более достоверного представления зависимости k'_M от R_a на рис. 2, кроме базовой реализации (для горизонтального участка трассы), представлены в виде точек и заштрихованной зоны результаты обработки реализаций для других участков, имеющих различные подъемы. Полученные зависимости (1) и (2) показывают увеличение (на 25...35 %) и перераспределение механических нагрузок на торсионах и токов в тяговых электродвигателях (до 2,5 раз) с уменьшением радиуса поворота автомобиля. Формирование этого процесса обусловлено в меньшей мере (из-за относительно малой скорости движения 15...20 км/ч) влиянием факторов, связанных с устойчивостью и управляемостью автомобиля (действие инерционных и других сил на повороте), и в большей – отсутствием дифференциального механизма (механического или электрического) между ведущими колесами автомобиля.

Продолжительность пребывания автомобиля на участках поворотов может достигать 15...20 % от времени прохождения им всей трассы, что определяет необходимость учета возникающих при этом нагрузок.

Доля виражей в определенной общей трассе может быть оценена показателем извилистости трассы S_H , а общее влияние его на нагруженность связано со средними радиусами поворотов R_{cp} :

$$S_H = \frac{l_{В1} + l_{В2} + \dots + l_{Вn}}{(l_1 + l_{В1}) + (l_2 + l_{В2}) + \dots + (l_n + l_n)}, \quad (4)$$

где $l_{В1}, l_{В2}, \dots, l_{Вn}$ – длина виража соответственно в конце первого, второго и последующих прямолинейных участков трассы; l_1, l_2, \dots, l_n – длина прямолинейных участков трассы;

$$R_{\text{ср}} = \frac{R_{\text{в}1}\beta_1 + R_{\text{в}2}\beta_2 + \dots + R_{\text{в}n}\beta_n}{\beta_1 + \beta_2 + \dots + \beta_n}, \quad (5)$$

где $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n$ — углы поворота на соответствующем выраже; $R_{\text{в}1}, R_{\text{в}2}, \dots, R_{\text{в}n}$ — радиусы поворотов на соответствующих выражах.

Факторы, обуславливающие и влияющие на нагруженность трансмиссии, могут быть установлены при рассмотрении силового баланса автомобиля.

Обычно уравнение силового баланса имеет вид

$$F_{\text{т}} = F_{\text{д}} + F_{\text{в}} + F_{\text{и}}, \quad (6)$$

где $F_{\text{т}}, F_{\text{д}}, F_{\text{в}}, F_{\text{и}}$ — соответственно силы тяги на ведущих колесах автомобиля, сопротивления дороги, воздуха, силы на преодоление инерции автомобиля.

В связи с тем что расчет работоспособности деталей трансмиссии производят чаще всего по значениям крутящих моментов, более удобным для практических целей будет использование уравнения баланса с составляющими, представленными в виде крутящих моментов. Причем эти моменты должны определяться не на ведущем колесе автомобиля, а на одной из деталей трансмиссии. Такой деталью, в частности, может быть торсионный вал, связывающий электродвигатель с редуктором мотор-колеса, так как именно на нем регистрируются передаваемые редуктору крутящие моменты.

Тогда выражение (6) может быть представлено в виде

$$M_{\text{т}} = M_{\text{д}} + M_{\text{в}} + M_{\text{и}}. \quad (7)$$

Однако в уравнениях баланса (6) и (7) не полностью учитываются факторы, с помощью которых определяется нагруженность трансмиссии автомобилей. Для получения преобразованного выражения (7), содержащего действительное число существенных факторов, следует принять во внимание определенные типовые особенности эксплуатации таких автомобилей в карьерах на вывозе горной массы. В первую очередь нужно иметь в виду следующее: 1) автомобили с грузом движутся в карьере в направлении от нижнего уровня к верхнему (на подъем); 2) на большей части любого участка трассы скорость движения автомобиля почти постоянна и близка к предельно возможной, определяемой подъемом соответствующего участка; 3) на выражах происходит перераспределение нагруженности приводов ведущих колес автомобиля (см. рис. 1, 2). С учетом этого выражение (7) имеет вид:

$$M_{\text{т.в}} = M_{\text{д}} + M_{\text{в}} - (M_{\text{ц}} + M_{\text{дф}}); \quad (8)$$

$$M_{\text{т.и}} = M_{\text{д}} + M_{\text{в}} + (M_{\text{ц}} - M_{\text{дф}}) \quad (9)$$

или после перегруппировки

$$M_{\text{т.в}} = M_{\text{д}} + M_{\text{в}} + (M_{\text{дф}} - M_{\text{ц}}); \quad (10)$$

$$M_{Т.н} = M_{д} + M_{в} + (M_{ц} - M_{дф}), \quad (11)$$

где $M_{Т.в}$, $M_{Т.н}$ – крутящие моменты соответственно на торсионе внутреннего и наружного ведущих колес (относительно центра поворота автомобиля); $M_{д}$, $M_{в}$, $M_{ц}$, $M_{дф}$ – крутящие моменты, определяемые соответственно сопротивлением дороги, воздуха, центробежными силами на повороте и зависящие от наличия или отсутствия дифференциального механизма между ведущими колесами.

Зависимости (10), (11) могут быть использованы в прочностных расчетах деталей трансмиссий. При детерминированных расчетах возможны аналитический [1] или графоаналитический методы [2]. Однако более достоверные методы расчетов основываются на представлении нагрузок в вероятностном виде. Согласно этому, и составляющие в уравнениях баланса (10), (11) должны быть представлены в вероятностном виде. Особенно это существует для случаев движения автомобиля по криволинейной траектории с непрерывно изменяющимся радиусом кривизны (такой случай наиболее распространен).

Результаты экспериментов позволяют представить уравнение баланса в виде суммы интегральных функций, соответствующих законам распределения Максвелла или Лапласа–Шарлье.

ЛИТЕРАТУРА

1. З и м е л е в Г.В. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1959. – 312 с. 2. Р е в с к и й В.Г., Б е л е н к о в В.П. Определение расчетного крутящего момента в трансмиссиях карьерных автомобилей-самосвалов номографическим способом // Автотракторостроение. – Минск, 1977. – Вып. 9. – С. 23–26.

УДК 629.113

Б.У. БУСЕЛ, Д.А. ВЬЯЛЬ, С.Г. ЛУГОВЦЕВА (БПИ),
В.И. МЕЛЕШ (БелАЗ)

РАСЧЕТ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРОМОТОР-КОЛЕСАХ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

С целью исследования колебаний карьерных самосвалов БелАЗ с тяговым электроприводом были проведены специальные испытания. При движении по карьерным и асфальтобетонным дорогам регистрировались: вертикальные и продольные ускорения центра масс самосвала, неподрессоренной массы ведущего моста и на раме над ведущим мостом; крутящие моменты на торсионных валах редукторов; силы, действующие в цилиндрах подвески ведущего моста; токи в цепях тяговых электродвигателей; напряжение генератора; скорость движения самосвала.

Исследование колебательных процессов выполнялось методами спектрального анализа. Полученные результаты позволили сделать ряд выводов, характеризующих механизм возбуждения и распространения колебаний в системе самосвала, основными из которых являются следующие: колебания в мотор-колесах возбуждаются воздействием неровностей микропрофиля дороги; самосвал представляет собой взаимосвязанную электромеханическую систему "подвеска–мотор-колеса–тяговый электропривод".