

В.И.КУРСТАК

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

На всех самоходных колесных машинах применяют дифференциальные приводы ведущих колес. Различают межколесные и межосевые дифференциалы. Межколесный дифференциал обеспечивает привод колес одного ведущего моста машины, а межосевой предназначен для дифференциального распределения энергии двигателя между двумя (или более) ведущими мостами. Применение дифференциальных приводов вызвано необходимостью обеспечения качения колес без скольжения на закруглениях дороги и при проезде через неровности опорной поверхности, при различии радиусов качения шин и, соответственно, предотвращением появления в трансмиссии циркуляции мощности. Это повышает устойчивость и управляемость автомобиля, а также уменьшает износ шин и ходовой части.

Различают симметричные дифференциалы, распределяющие подводимый вращающий момент примерно поровну на левое и правое колеса (или же между двумя ведущими мостами), и несимметричные дифференциалы, обладающие свойством неравномерного распределения вращающих моментов в приводе ведущих мостов (например для трехосного автомобиля). При этом ведущим звеном как межколесного, так и межосевого дифференциала принимают водило, центральные зубчатые колеса – ведомые звенья. В межколесном приводе обычно применяют симметричный дифференциал с коническими шестернями.

Для исследования и оценки процессов, происходящих в трансмиссии с симметричным межколесным дифференциалом, была построена динамическая модель трансмиссии автомобиля. Моделирование осуществлялось на основе структурно-матричного метода.

Динамическая модель трансмиссии включает инерционные, упругие, диссипативные, трансформаторные и фрикционные элементы. В модели учтены инерционные свойства двигателя, коробки передач, ведущих и ведомых колес, дифференциала, поступательно движущейся массы автомобиля. Упругие элементы учитывают жесткость валов коробки передач, карданной передачи, суммарную жесткость обеих полуосей, упругие свойства шин ведущих колес при их окружной деформации. Трансформаторные элементы отображают преобразование механизмами трансмиссии параметров потока энергии двигателя при ее передаче ведущим колесам, осуществляемое коробкой передач, главной передачей и механизмом диф-

ференциала. Фрикционные элементы соответствуют сцеплению трансмиссии автомобиля, а также отображают сцепление ведущих колес с дорогой. Внешние воздействия: вращающий момент двигателя, моменты сопротивления качению, приведенный момент сопротивления движению машины, обусловленный продольным уклоном дороги и воздушной средой.

В процессе моделирования была учтена особенность трансмиссии с дифференциальным приводом колес, которая заключается в том, что два фрикционных элемента одновременно связывают между собой три сосредоточенных массы в различных комбинациях. В результате полученная модель позволяет исследовать процессы, происходящие в трансмиссии автомобиля в тех случаях, когда ведущие колеса находятся в различных дорожных условиях и могут проскальзывать относительно дороги.

В ходе работы были смоделированы несколько случаев движения автомобиля: процесс трогания с места, движение по гармоническим неровностям дороги и при входе в поворот. При моделировании движения в повороте учитывалось различие между угловыми скоростями вращения колес при прямолинейном и криволинейном движениях автомобиля. Для забегающего колеса угловая скорость возрастает, а для отстающего – уменьшается. В случае движения автомобиля по неровностям для каждого ведущего колеса использовалась функция изменения скорости вертикального перемещения опорной точки, что позволило учесть влияние микропрофиля поверхности дороги на сопротивление качению.

В результате моделирования были получены графики зависимостей угловых скоростей сосредоточенных масс, их ускорений, моментов в упругих элементах, а также работы и мощности буксования сцеплений трансмиссии и ведущих колес от времени. При движении автомобиля по гармоническим неровностям моменты от упругих элементов шин передаются через дифференциал и нагружают трансмиссию. Причем нагрузки максимальны, если неровности совпадают по фазе для обоих колес. Если же неровности находятся в противофазе, моменты упругих элементов нагружают полуоси, и компенсируются в дифференциале, влияние моментов на двигатель, коробку передач и карданный вал при этом отсутствует.

При трогании автомобиля с места буксование ведущих колес, помимо величины коэффициента сцепления, зависит также от плавности нарастания момента трения сцепления в трансмиссии. Причем, чем быстрее происходит процесс нарастания момента трения, тем большие динамические нагрузки передаются в трансмиссию. В том и другом случае величины моментов в упругих элементах превышают максимальные статические значения, что необходимо учитывать при расчетах элементов трансмиссии. Например, при определении нагрузочных режимов при расчетах трансмиссии на низших передачах используют меньший из моментов по двигателю либо по сцеплению, что не соответствует действительным нагрузкам, возникающим при трогании автомобиля.