УДК 629.113

ВЛИЯНИЕ СИЛ И РЕАКЦИЙ НА ВЕДУЩИЕ МОСТЫ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ

Гудков В. В., Сокол П. А., Ляпич Е. Н.
ВУНЦ ВВС "ВВА им. профессора
Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина" (г. Воронеж)
Email: at-conf@yandex.ru

Проблема повышения эксплуатационных показателей автомобилей относится к одной из основных, решение которой ведется по различным направлениям, в том числе уменьшением потерь энергии в агрегатах трансмиссии. Несмотря на успехи ученых в области динамики автомобиля, вопросы установления закономерностей протекания внутренних динамических процессов в узлах и агрегатах трансмиссии автомобиля при его движении еще недостаточно полно исследованы.

По мнению ряда авторов, в настоящее время теория не может однозначно ответить на ряд вопросов, неизбежно возникающих при проектировании полноприводных автомобилей. Один из них состоит в выборе ведущих мостов автомобиля, которые следует отключать при движении по опорным поверхностям с высокой несущей способностью (ОПВНС): передний или заднюю тележку. Кроме того, требует дальнейшего рассмотрения теоретическое обоснование критериев выбора типа и конструктивных схем трансмиссий для использования в конструкции автомобилей высокой проходимости (особенно двойного назначения).

Рассматривая совместную работу ведущих мостов двухосного автомобиля с целью аналитического решения задачи о распределении силы тяги между ними в случае отсутствия дифференциальной связи, часто принимались допущения, что угловые скорости колес переднего и заднего мостов постоянны, но различны по величине. В тоже время, нормальные (вертикальные) опорные реакции, действующие на передние и задние колеса, а также их силовые радиусы зависят от силы тяги, развиваемой машиной. А условием оптимальной совместной работы ведущих мостов, связанных жесткой рамой является равенство их действительных скоростей движения. Ведущий мост представляет собой пустотелую балку, в которой размещены узлы трансмиссии: главная передача, дифференциал и полуоси. Концы балки используются для установки подшипников ступиц колес. Балка имеет фланцы для присоединения опорных дисков или барабанов тормозных механизмов, а также площадки для крепления рессор. Ведущий мост воспринимает пе-

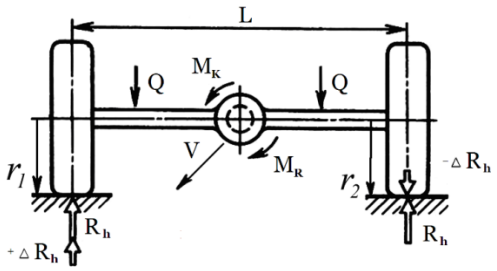
редаваемые через подшипники ступиц колес вертикальные, боковые и продольные реакции, возникающие в точках контакта колес с опорной поверхностью (ОП), а также реактивный тяговый момент, передаваемый через подшипники шестерен главной передачи, и реактивные тормозные моменты, возникающие в опорных дисках или барабанах тормозных механизмов. Ведущий мост передает силы и моменты на подрессоренную часть через продольные листовые рессоры или реактивные тяги, а также упругие элементы других типов.

Условия нагружения ведущих мостов зависят от конструкции подвески, режима движения автомобиля и конструкции полуосей. Обычно балки ведущего моста рассчитывают на изгиб и кручение, динамический характер нагрузок при расчете учитывают коэффициентами динамичности.

При расчете рядом авторов использовались следующие допущения: нагрузка от массы по бортам автомобиля распределена равномерно; крутящий момент, передаваемый на дифференциал, распределен по ведущим колесам одинаково; ведущие мосты имеют полностью разгруженные полуоси.

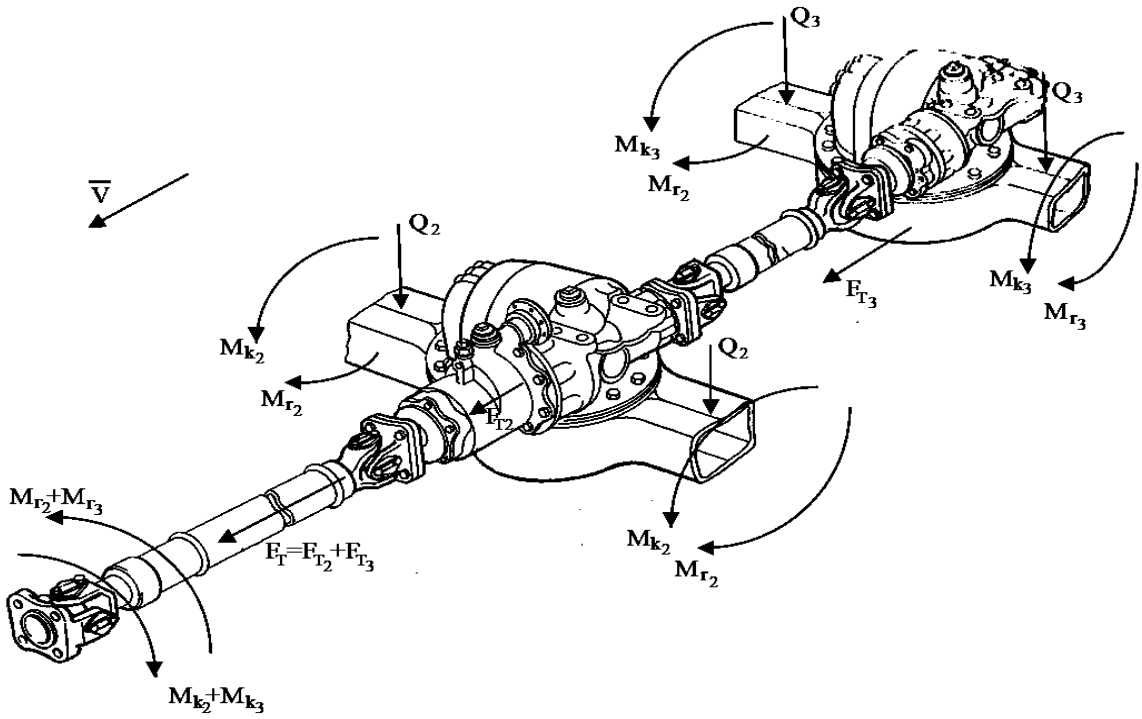
Если редуктор главной передачи расположен в балке моста, то тяговый момент от двигателя воспринимается в точках контакта колес с ОП, где возникают изменения вертикальных реакций. В данном случае левое заднее колесо дополнительно нагружается, а правое разгружается[1, 2]. При повороте колесо может преждевременно повернуться, вследствие чего происходит потеря боковой силы и внезапный срыв задней оси в занос. На скользкой дороге или при движении по пересеченной местности паразитный момент скручивания (когда передний и задний карданные валы скручивает под действием сил навстречу друг другу) не стремится к нулю, и раздаточная коробка дополнительно нагружается из-за резкого возрастания крутящего момента на ведущих колесах от меняющихся реакций опорной поверхности ОП, т. е. крутящий момент передается между передним и задним мостом, и то же самое происходит от левого к правому колесу, но при наличии жесткой связи (т. е. при заблокированном дифференциале).

При этом колебания раздаточной коробки, происходят вперед и назад, передавая усилия от задних колес к передним и наоборот, вызывая появление ударных нагрузок. При движении по твердой ОП не представляется возможным получить приемлемую разницу между буксованием передних и задних колес для компенсации кинематического рассогласования между ними. Передний и задний ведущие мосты, рама, трансмиссия автомобиля и опорная поверхность представляют собой замкнутый контур, в котором возникает циркуляция мощности.



$\pm \Delta R_h$ – изменение вертикальной реакции от действия момента M_k,
R_h – вертикальные реакции опорной поверхности от нагрузки Q

Рисунок 1 – Действие крутящего момента на балку моста и ведущие колеса



Q_2, Q_3 – нагрузка на ведущий мост; M_{k2}, M_{k3} – крутящие моменты на колесах;
$M_{Г2}, M_{Г3}$ – реактивный момент от главной передачи; F_{T2}, F_{T3} – толкающая сила;
M_{r2}, M_{r3} – реактивные моменты от действия крутящего момента

Рисунок 2 – Действие сил и крутящих моментов на ведущие мосты полноприводного автомобиля

У полноприводных автомобилей с блокированным приводом при наличии кинематического рассогласования между ведущими колесами потери мощности возрастают, когда ведущие колеса имеют хорошее сцепление с ОП и пробуксовка или проскальзывание забегающих колес относительно тормозящих требует повышенного расхода мощности. В тоже время, ведущие валы главных передач мостов соединены между собой жесткой кинематической связью и вращаются с оди-

наковой угловой скоростью. Таким образом, мощность, создаваемая, на ведущих колесах циркулирует по замкнутому контуру: передние ведущие колеса, трансмиссия автомобиля, задние ведущие колеса, а от задних колес она передается на раму автомобиля и обратно к передним ведущим колесам. Циркулирующая мощность не является полезной, нагружает трансмиссию и создает в ней дополнительные механические потери.

Продольные силы R_x (рис. 3), возникающие в точке контакта ведущих колес с ОП на режимах торможения и разгона, вызывают поворот балки заднего моста, что приводит к увеличению напряжений изгиба, действующих в центре рессоры (рис. 4). Для того чтобы воспрепятствовать появлению *S*-образного изгиба, устанавливают две продольные тяги над ведущим мостом, которые при торможении работают на сжатие, а при разгоне – на растяжение. Рессоры нагружаются практически только продольными силами, которые воспринимаются и передаются на несущую систему автомобиля коренными листами или однолистовыми рессорами [2].

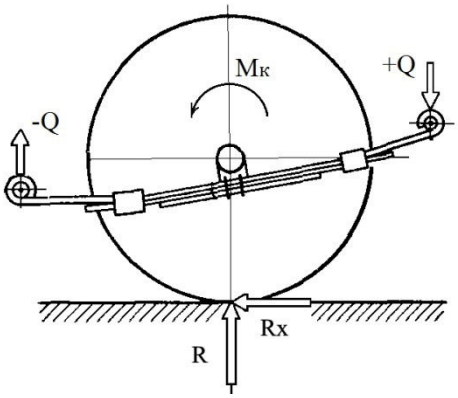
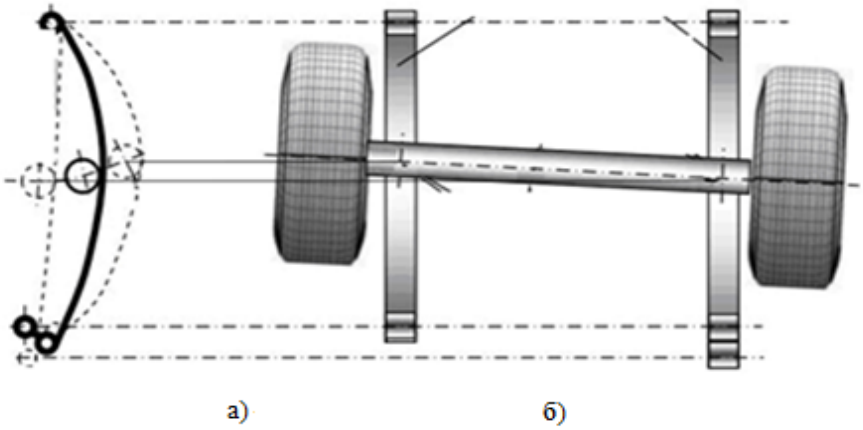


Рисунок 3 – Действие изгибающего момента на рессоры подвески

Высокая жесткость балки положительно влияет на надежность и долговечность работы механизмов моста и, в частности, полуосей. Жесткость мостов оценивается максимальным прогибом, отнесенным к ширине колеи при действии нагрузки, соответствующий полному весу автомобиля.

Для определения прогибов балки ведущего моста существует несколько различных методов, что связано с трудностями, возникающими при расчетах балок переменного сечения и формы. Одни методы направлены на упрощение расчетов, хотя точность их не велика, а другие рассматривают балку, состоящую из отдельных частей с условно одинаковым сечением. Наиболее



а – вид сбоку, *б* – вид сверху

Рисунок 4 – Поворот балки моста под действием изгибающего момента

точным остается метод конечных элементов, который при использовании современной вычислительной техники показывает наиболее достоверные результаты.

Для ведущих мостов максимальный прогиб балки под действием статической нагрузки не должен превышать 1 мм на 1 м колеи [3]. На рисунке 5, *в* дано сравнение расчетных прогибов балки моста (линии 2 и 3) с экспериментальным (линия 1) при нагрузке $2Q$ = 60 кН (6тс). Прогиб посчитан для моста со стандартными шинами (кривая 2) и арочными шинами 1140 × 700 (кривая 3). Стрелы прогибов, измерения индикаторами 3, 4, 5 составляют, несмотря на жесткость литой балки около 2 мм (рис. 5, *б*).

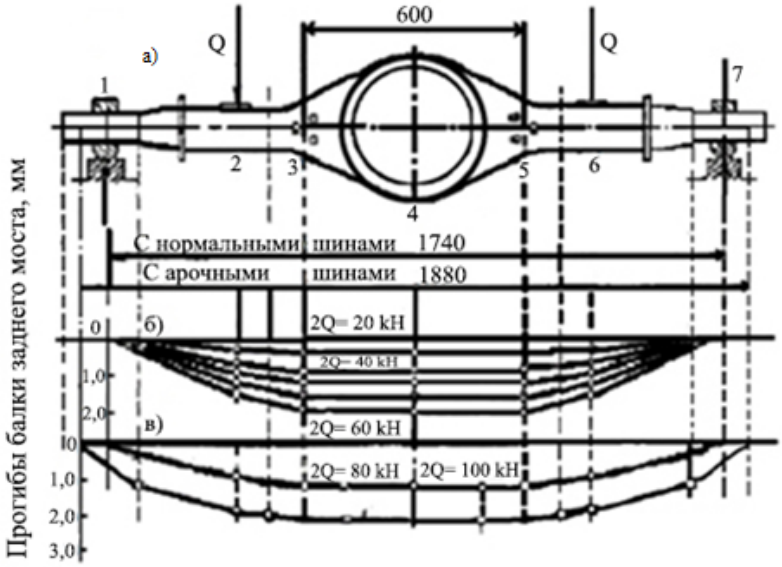


Рисунок 5 – Стрелы прогиба балки ведущего моста

Подобные величины изгиба кажутся незначительными, однако с учетом высоких требований к соосности и перекосам подшипников скольжения в дифференциале они могут привести к увеличению сопротивления качения и снижению долговечности пар трения или подшипников. Однако было выявлено, что дополнительное напряжение в полуосях ведущего моста за счет прогиба его балки из-за высокой жесткости балки незначительны. Однако при снижении жесткости балки дополнительные нагрузки могут заметно возрасти.

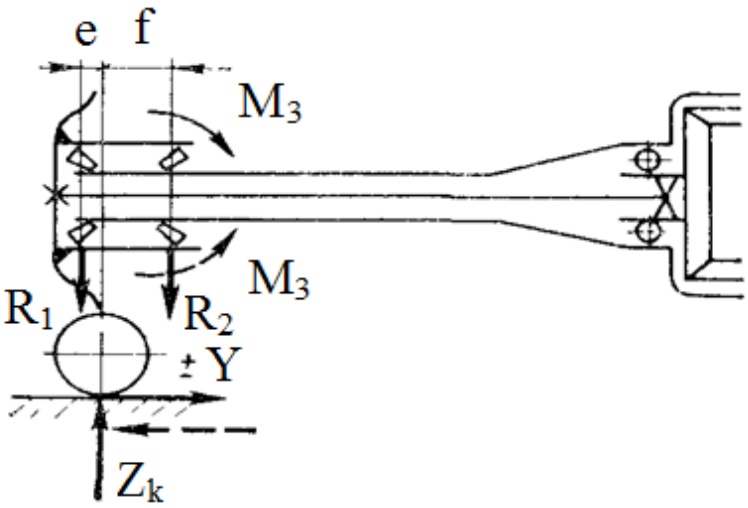


Рисунок 6 – Схема закрепления задней ведущей оси в балке моста

Привод к ведущим колесам осуществляется при передаче крутящего момента от главной передачи при неразрезных мостах обычно полуосями (рис. 6). Привод к ведущим колесам не должен иметь пульсаций угловой скорости при передаче момента, как к неуправляемым, так и к управляемым колесам [3].При движении автомобиля по деформируемой ОП вертикальное ускорение моста может достигать больших значений и превышать статическую нагрузку от силы тяжести подрессоренной части, поэтому литые балки ведущих мостов, имеющие относительно большую массу, проверяют с учетом сил инерции от собственной массы.

Для этого балку разделяют вертикальными плоскостями на отдельные участки и рассчитывают массу этих участков (рис. 7). Далее рассчитывают массу узлов и деталей, укрепленных на балке (кроме тех частей, сила тяжести которых непосредственно воспринимаются колесами) и доли этих масс, приходящихся на каждую из тех точек, где они присоединяются к балке. Поэтому с целью улучшения топливной экономичности перспективным становится направление, связанное с полным отключением отдельных ведущих мостов

(путем разобщения главных передач от карданных валов и колесных движителей) при движении по ОПВНС[5]. На основании анализа работ ряда отечественных ученых было установлено, что резервом снижения затрат мощности на движение трехосных полноприводных автомобилей является уменьшение энергетических затрат в трансмиссии и пневматических шинах. Как показывают исследования, указанные потери мощности играют заметную роль в структуре мощностного баланса трехосного полноприводного автомобиля и в различных условиях движения могут достигать 25 %.

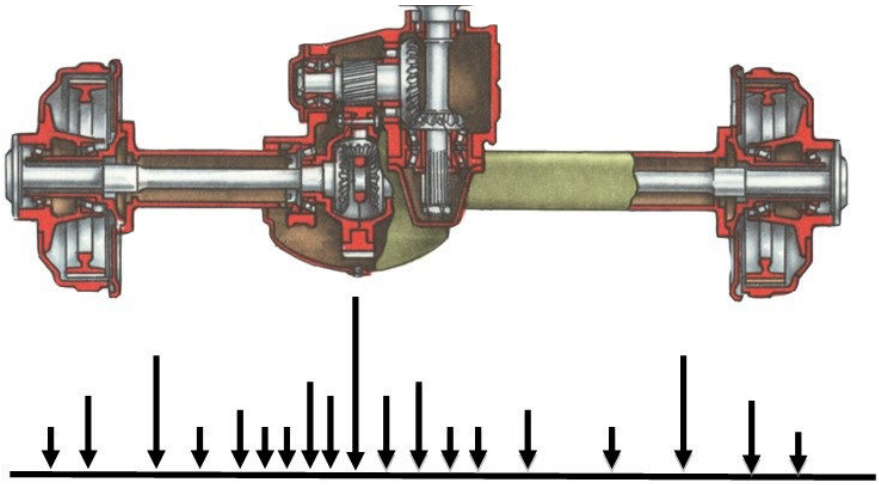


Рисунок 7 – Схема действия сил инерции от собственной массы моста

Для уменьшения энергозатрат на движение полноприводных автомобилей в основном применяются такие методы, как использование различных дифференциальных механизмов в межосевом и межколесном контуре, а также выбор определенного значения передаточного числа межосевого (межтележечного) дифференциала

Следовательно, необходимы технические решения, с помощью которых удалось бы ликвидировать потери мощности, вызываемые блокированной связью среднего и заднего мостов трехосного полноприводного автомобиля и уменьшить энергетические затраты в трансмиссии при движении по ОПВНС. Наличие привода на передний мост при отключении задней тележки представляется некоторым авторам более целесообразным по сравнению с традиционным отключением переднего моста, т.к. передний мост став ведущим более четко определяет кинематику качения машины и направления действующих сил. Силы тяги от переднего моста находятся впереди силы сопротивления от заднего моста, что увеличивает устойчивость машины. При отключении задне-

го моста частично ликвидируются потери мощности, обусловленные наличием блокированной связи между средним и задним мостами.

Как показывают статистические данные [4, 5] об условиях эксплуатации полноприводных автомобилей, значительную часть времени эксплуатируются они по твердым ОП. В реальных условиях движения автомобилей сопротивление движению и вертикальные нагрузки, изменяются непрерывно и в широком диапазоне, поэтому передаточное отношение дифференциала для обеспечения оптимального режима качения колес должно изменяться автоматически применительно к условиям движения. В настоящее время отсутствуют дифференциальные механизмы, которые могли бы автоматически изменять свое передаточное отношение. Поэтому целесообразно определить постоянное передаточное отношение межосевого дифференциала, которое бы наиболее полно соответствовало реальным условиям эксплуатации. Выбор рационального значения постоянного передаточного отношения межосевого дифференциала для существующих конструкций трансмиссий требует проведения аналитических расчетов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Раймпель Й. Шасси автомобиля [Текст] / Сокр. пер. 1 тома 4 нем. изд. В. П. Агапова ; Под ред. И. Н. Зверева. М. : Машиностроение. – 1983 г. – 356 с.

2 Раймпель Й. Шасси автомобиля : Элементы подвески [Текст] / Пер. с нем. А. Л. Карпухина ; Под ред. Г. Г. Гидрасова. – М. : Машиностроение. 1987 г. – 288 с.

3 Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Щукин М. М. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля [Текст] / Учебное пособие для вузов. Л., Машиностроение (Лениннгр. отд-ние), – 1973 г. – 504 с.

4 Шухман С. Б., Бахмутов С. В., Маляревич В. Э. Силовой привод колес полноприводного автомобиля с автоматической системой // МГТУ «МАМИ», ОАО «НАМИ-Сервис». 2006 г. – С. 34-38.

5 Ганиченко С. И., Келлер А. В., Мазихин Д. А., Щелконогов Д. С. Методы распределения мощности между ведущими колесами автомобилей многоцелевого назначения. ЧВВАКИУ, 2009 г. – С. 14-19.