

УДК 629.113

Анализ кинематических схем проходных центральных редукторов главных передач

Лахтюхов М. Г.^{1,*}

[*motor@bmstu.ru](mailto:motor@bmstu.ru)

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Рассмотрены кинематические схемы проходных и непроходных центральных редукторов главных передач трансмиссий с мостовым групповым приводом двух и трех последовательно расположенных ведущих мостов. Проанализировано влияние различных схем центральных редукторов на тип балки ведущего моста и его массу, на размещение двигателя, на расположение центра тяжести автомобиля и компоновку автомобиля в целом, на возможность применения длинноходной подвески и передачи крутящего момента к следующему мосту, на потери в трансмиссии, на обеспечение унификации проходных и непроходных центральных редукторов. Для наиболее распространенной схемы тандемной тележки с проходным цилиндро-коническим (цилиндро-гипоидным) и непроходным коническим (гипоидным) центральными редукторами отмечены пути обеспечения нормальных условий работы карданной передачи привода непроходного моста.

Ключевые слова: компоновка автомобиля, главная передача, центральный редуктор, кинематическая схема, дифференциал, проходной мост, тандемные мосты, трехосная тележка, унификация мостов, длинноходная подвеска, карданная передача, раздаточная коробка

Введение

Для того чтобы многоосные автомобили или автопоезда обладали необходимыми тяговыми свойствами, допускающими их эксплуатацию на скользких дорогах или вне дорог, приходится увеличивать число ведущих осей. Нередко все оси автомобиля, а иногда и все оси автопоездов выполняются ведущими.

В настоящее время на автомобилях преимущественное распространение получили трансмиссии с мостовым групповым приводом, в которых крутящий момент подводится к проходному центральному редуктору главной передачи одного моста, а от него к центральному редуктору следующего моста. Это объясняется, прежде всего, их более

простой конструкцией, низкой стоимостью изготовления, меньшей трудоемкостью обслуживания и относительно малой массой из-за меньшего количества карданных валов, их шарниров и конических, гипоидных или червячных редукторов главной передачи, требующих точного изготовления составляющих их деталей и тщательной регулировки при сборке.

Тип зацепления, кинематическая схема центрального редуктора и взаимное расположение зубчатых или червяных колес этого редуктора оказывают существенное влияние на массу ведущего моста, размещение двигателя, на расположение центра тяжести автомобиля и компоновку автомобиля в целом, на возможность применения длинноходной подвески и передачи крутящего момента к следующему мосту.

Кинематические схемы проходных центральных редукторов главных передач

Наиболее известные схемы привода двух последовательно расположенных ведущих мостов, как с центральными, так и разнесенными главными передачами приведены на рис. 1, 2.

Практически все схемы позволяют организовать либо блокированную, либо дифференциальную связь между ведущими мостами. Исключением является схема, показанная на рисунке 1, 2, при использовании которой между ведущими мостами обеспечивается только блокированная связь.

В большинстве случаев в современных автомобилях средней и большой грузоподъемности картер главной передачи крепится к балке моста в вертикальной или горизонтальной плоскости. Балки мостов с вертикальным банджо благодаря рациональной форме обладают наибольшей жесткостью, прочностью и долговечностью при минимальной массе. Например, ведущий мост автомобиля ЗИЛ-130 с креплением двойной центральной главной передачи в вертикальной плоскости при собственной массе 500 кг на 75 кг легче непроходного ведущего моста КамАЗ-53212, где двойная центральная главная передача соединяется с балкой моста в горизонтальной плоскости, который, к тому же, имеет меньшую на 8731 Н допустимую нагрузку [1]. Кроме того, крепление картера к балке моста в вертикальной плоскости является более надежным.

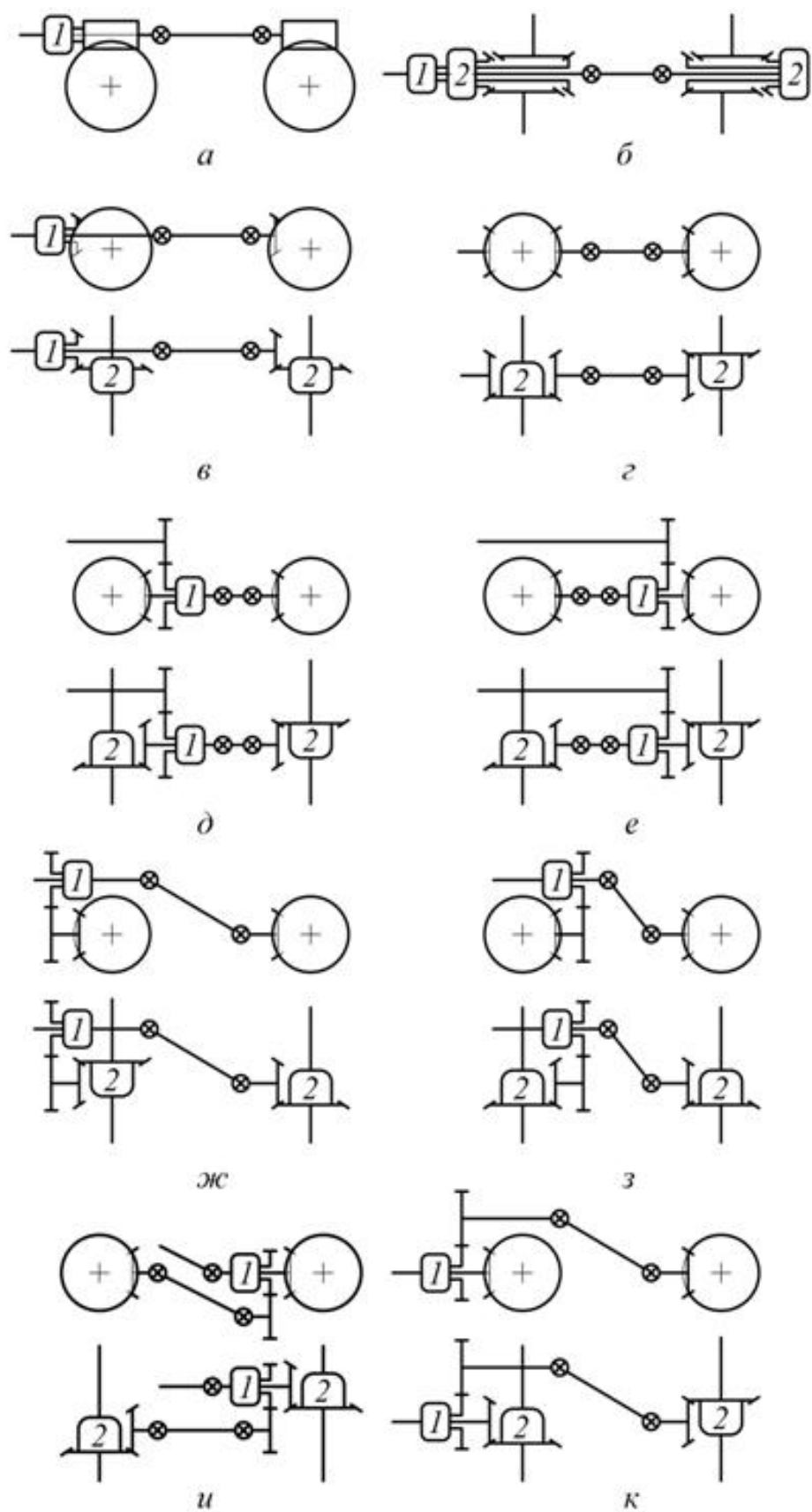


Рис. 1. Схемы группового привода двух последовательно установленных мостов, выполненных на основе одинарных центральных редукторов: 1– межосевой дифференциал; 2 – межколесный дифференциал

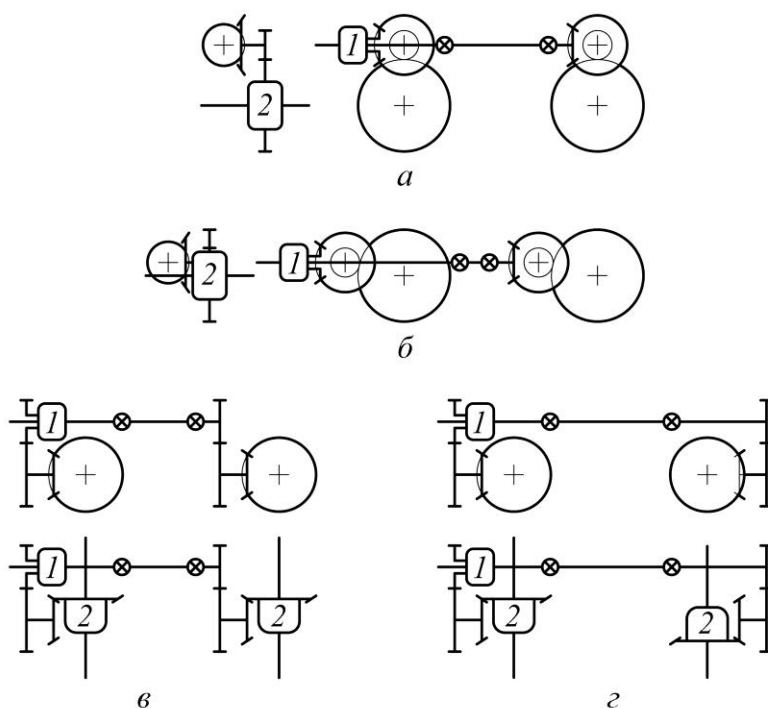


Рис. 2. Схемы группового привода двух последовательно установленных мостов, выполненных на основе двойных центральных редукторов: 1 – межосевой дифференциал; 2 – межколесный дифференциал

Увеличение высоты центральных редукторов главных передач передних мостов затрудняет компоновку автомобиля, в частности, из-за увеличения высоты по двигателю $H_{\text{дв}}$ (рис. 3)

$$H_{\text{дв}} = r_{\text{ст}} + b + a + c + h_{\text{дв}},$$

где $r_{\text{ст}}$ – статический радиус колеса, b – межосевое расстояние в колесном или бортовом редукторе, a – высота центрального редуктора над полуосью, c – расстояние между балкой моста и поддоном двигателя, $h_{\text{дв}}$ – высота двигателя.

Например, автомобили Урал-5323 (8x8) и КамАЗ-4310 (6x6) с компоновкой кабина над двигателем оснащались унифицированными кабинами Камского автозавода. Однако на автомобиле Урал из-за развитых по вертикали размеров центрального редуктора главной передачи и больших по сравнению с автомобилем КамАЗ-4310 ходов подвески передних ведущих мостов, имеющих балансирную связь, двигатель сдвинут вверх в кабину. Несмотря на то, что по кабине автомобиль Урал выше автомобиля КамАЗ-4310 всего лишь на 68 мм, из-за более высокого расположения двигателя (рис. 3, г) и соответственно большей высоты туннеля над двигателем количество мест в кабине Урал-5323 было сокращено с трех до двух.

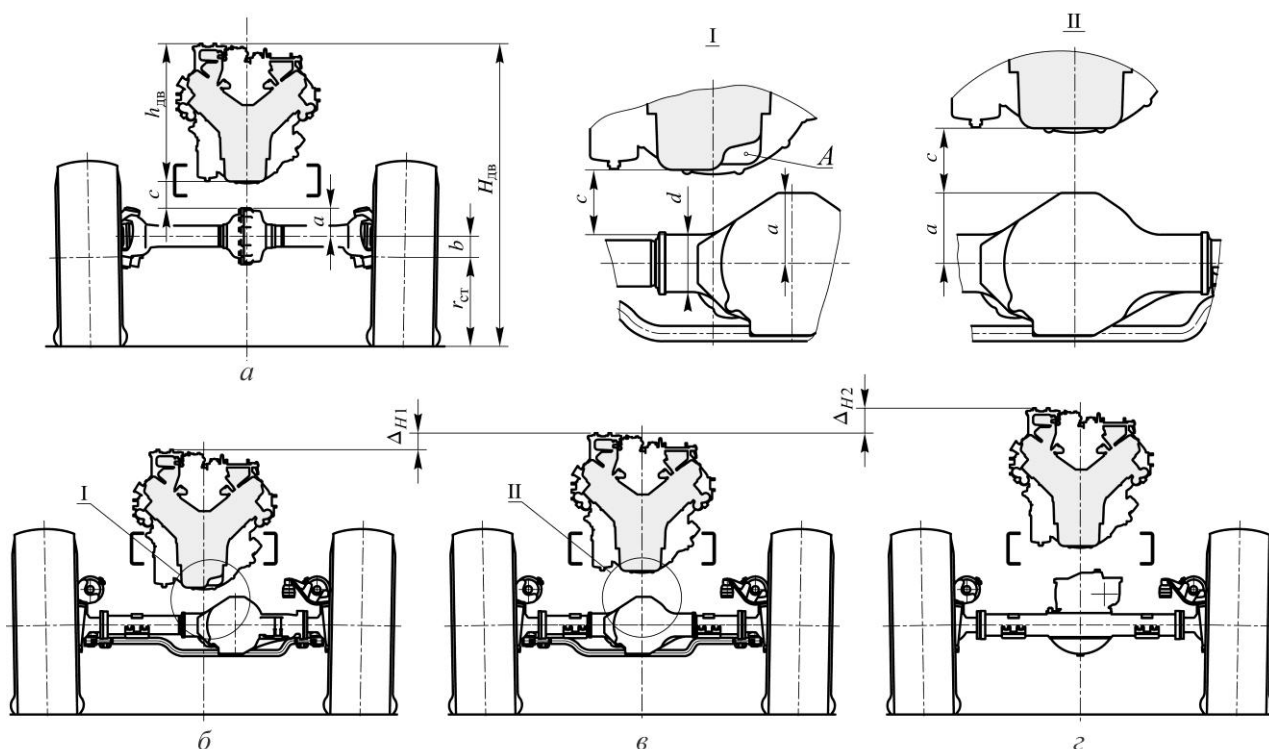


Рис. 3. Влияние высоты центрального редуктора главной передачи на расположение двигателя:
а – расчетная схема; б – при небольшой высоте центрального редуктора и его смещении к левому колесу;
в – при небольшой высоте центрального редуктора и его центральной установке; г – при высоком
центральной редукторе и его центральной установке

На автомобилях КамАЗ-4310, КамАЗ-4350 и КамАЗ-5350 передний ведущий мост, а на автомобиле КамАЗ-6350 оба передних ведущих моста имеют небольшую высоту a над полуосью. На перечисленных выше многоцелевых автомобилях Камского автомобильного завода для еще большего уменьшения высоты машин по двигателю и снижения их центра тяжести центральный редуктор главной передачи смещен к левому колесу (рис. 3, б). Кроме того, для исключения задевания картером редуктора поддона двигателя при смещении балки моста в крайнее верхнее положение или при ее перекосах в поддоне выполнена соответствующая выштамповка A . Форма выштамповки такова, что при перемещениях переднего ведущего моста в крайнее верхнее положение между картером главной передачи и поддоном двигателя имеется небольшой гарантированный зазор. Благодаря этому высота по двигателю $H_{дв}$ определяется не высотой a картера главной передачи над полуосью, а диаметром d его трубчатого прилива, в который запрессовывается обработанный конец кожуха полуоси,

$$H_{дв} = r_{ст} + 0,5d + c + h_{дв}.$$

В автомобилях с несущим корпусом из-за больших вертикальных размеров центральных редукторов главных передач задних ведущих мостов ровный пол в грузовом отделении возможен только на относительно большой высоте, что при заданном внутреннем объеме отделения приводит к увеличению размеров и массы автомобиля, к

смещению вверх его центра тяжести. Одновременно затрудняется вход в машину и выход из нее, погрузка и разгрузка машины. При необходимости уменьшения высоты автомобиля и соответственно снижения уровня пола последний приходится выполнять ступенчатым с нишей над главной передачей, что затрудняет компоновку грузового отделения.

В то же время задние ведущие мосты с высокими центральными редукторами главных передач хорошо компонуются на автомобилях с рамными несущими системами, поскольку даже при использовании длинноходных подвесок на ходе сжатия верхняя часть центрального редуктора вместе с карданной передачей перемещается в пространство между лонжеронами рамы свободное от автомобильных агрегатов (рис. 4). Следует, однако, отметить, что в случае использования в задних ведущих мостах барабанных тормозных механизмов с разжимным кулаком также предпочтительна установка центральных редукторов главных передач с малой высотой картера a над полуосями. При этом рычаги привода тормозных механизмов, пневмокамеры с громоздкими пружинными энергоаккумуляторами удастся разместить на максимально возможном расстоянии от опорной поверхности, что существенно уменьшает вероятность их повреждений вследствие задевания о складки местности, ударов камней и кусков льда. Одним из наиболее удачных компоновочных решений является установка пневмокамер с пружинными энергоаккумуляторами в пространстве между лонжеронами над центральным редуктором проходного моста и за непроходным мостом выше его балки (рис. 5). Помимо высокой защищенности элементов тормозной системы, такое решение обеспечивает удовлетворительный доступ к энергоаккумуляторам для их аварийного растормаживания и возможность комплектации ведущих мостов сдвоенными или одинарными колесами при минимальных переделках мостов.

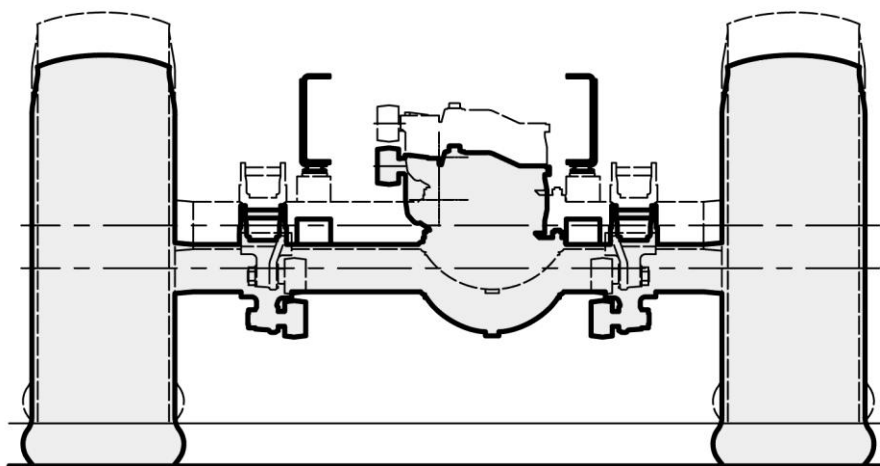


Рис. 4. Смещение ведущего моста с коническо-цилиндрическим центральным редуктором и вертикальным расположением цилиндрической передачи при работе подвески на ходе сжатия

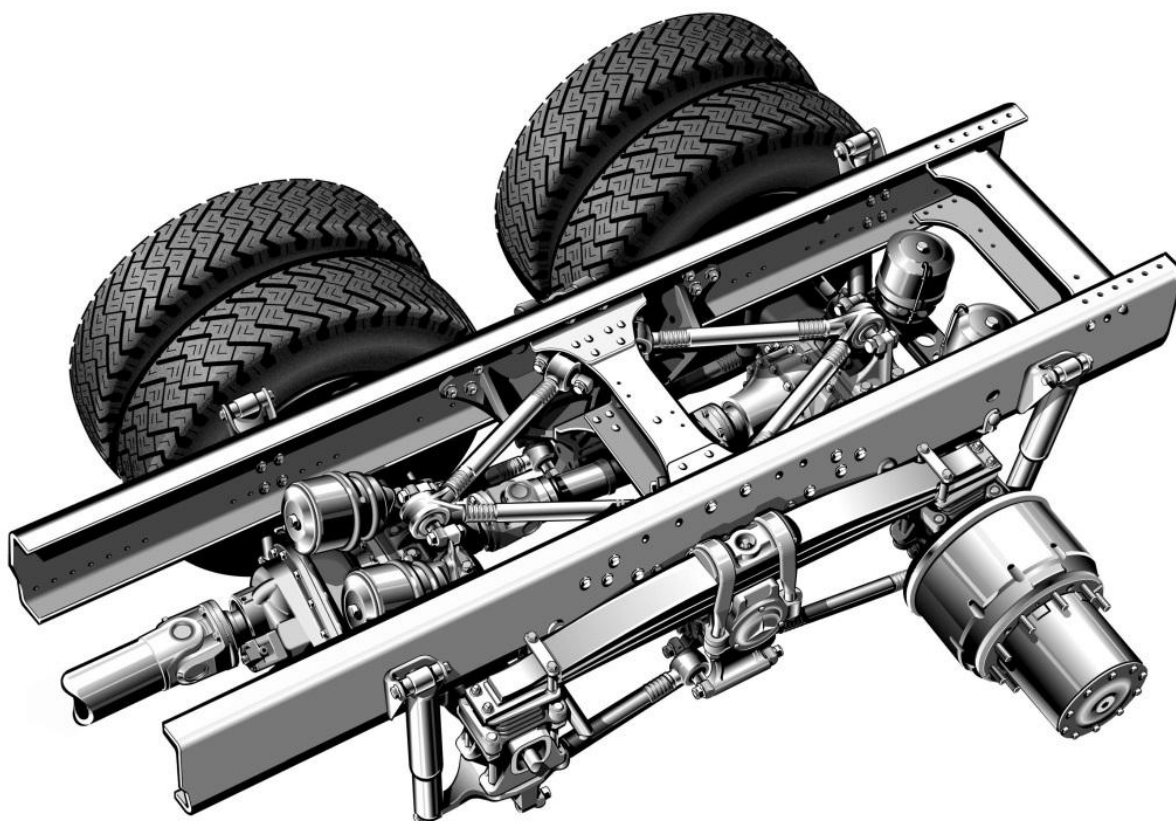


Рис. 5. Установка пневмокамер с пружинными энергоаккумуляторами в задней тележке автомобиля Astros, составленной из ведущих мостов с разнесенными главными передачами (иллюстрация фирмы DaimlerChrysler AG)

Конструкция проходного центрального редуктора должна быть согласована с расстановкой ведущих мостов по базе автомобиля и с конструкцией подвески, выбираемых в соответствии с предполагаемыми условиями эксплуатации разрабатываемого автомобиля.

Например, на автомобилях многоцелевого назначения, эксплуатирующихся в тяжелых дорожных условиях, целесообразна установка сравнительно дорогих и сложных зависимых или независимых длинноходных подвесок, с применением которых связано решение сразу нескольких важных проблем. Во-первых, оказывается возможным движение по местности с более высокими скоростями вследствие меньших динамических нагрузок, действующих на несущую систему автомобиля, и уменьшения вероятности пробоя подвески. Во-вторых, обеспечиваются максимальные тяговые свойства за счет исключения отрыва колес от грунта при переезде прямых и косых неровностей. В-третьих, уменьшается перегрузка мостов при преодолении инженерных препятствий.

Если мосты автомобиля сближены, образуя тележку, то выравнивание вертикальных нагрузок, действующих на эти мосты, большие перемещения и перекосы балок мостов относительно рамы обеспечиваются с помощью балансирных подвесок.

С ростом ходов зависимых подвесок увеличиваются углы между валами карданных шарниров промежуточной карданной передачи привода крайнего моста. Известно, что увеличение рабочего угла в карданном шарнире приводит к росту нагрузок в нем и соответственно к сокращению срока его службы [2]. Уменьшение предельных углов в шарнирах промежуточной карданной передачи может быть достигнуто за счет увеличения длины промежуточного карданного вала и уменьшения установочных углов в карданных шарнирах. Поэтому на автомобилях со сближенными мостами, оснащенных длинноходными зависимыми подвесками, наиболее рационально применение таких схем последовательного привода ведущих мостов (рис. 1, а, в и рис. 2, а, в, г), при которых промежуточный карданный вал имеет максимально возможную длину, а установочные углы близки к нулю.

Также для автомобилей с длинноходными зависимыми подвесками для ведущих мостов с разнесенными главными передачами могут быть рекомендованы схемы привода с наклонным расположением промежуточного карданного вала в приводе крайнего моста (рис. 1, ж, к), что связано с небольшими размерами центральных редукторов разнесенных главных передач, достаточно большой длиной промежуточного карданного вала и потому малыми значениями установочных углов шарниров карданных передач. По схеме, показанной на рисунке 1, ж, например, организован привод ведущих мостов с разнесенными главными передачами с планетарными колесными редукторами бронированной разведывательной машины Luchs (8x8) фирмы Rheinstahl-Henschel, где полный ход зависимой балансирной подвески равен 350 мм.

В наклоненной промежуточной карданной передаче, расположенной между сближенными ведущими мостами, не имеющими колесных или бортовых редукторов, центральные редукторы которых выполнены по схемам, представленным на рисунках 1, ж, к, из-за больших размеров центральных редукторов сложнее получить малые значения установочных углов карданных шарниров. Поэтому такие ведущие мосты больше подходят для автомобилей, предназначенных для эксплуатации по дорогам с твердым покрытием, для которых нет необходимости в установке длинноходных подвесок.

И при наличии колесных или бортовых редукторов и при их отсутствии уменьшение установочных углов в шарнирах промежуточной карданной передачи (рис. 1, ж, к) обеспечивается рациональной компоновкой центральных редукторов проходного и

непроходного мостов, разворотом ведущих мостов в продольной вертикальной плоскости автомобиля на угол γ , применением в крайнем мосту амбоидного зацепления (рис. 6).

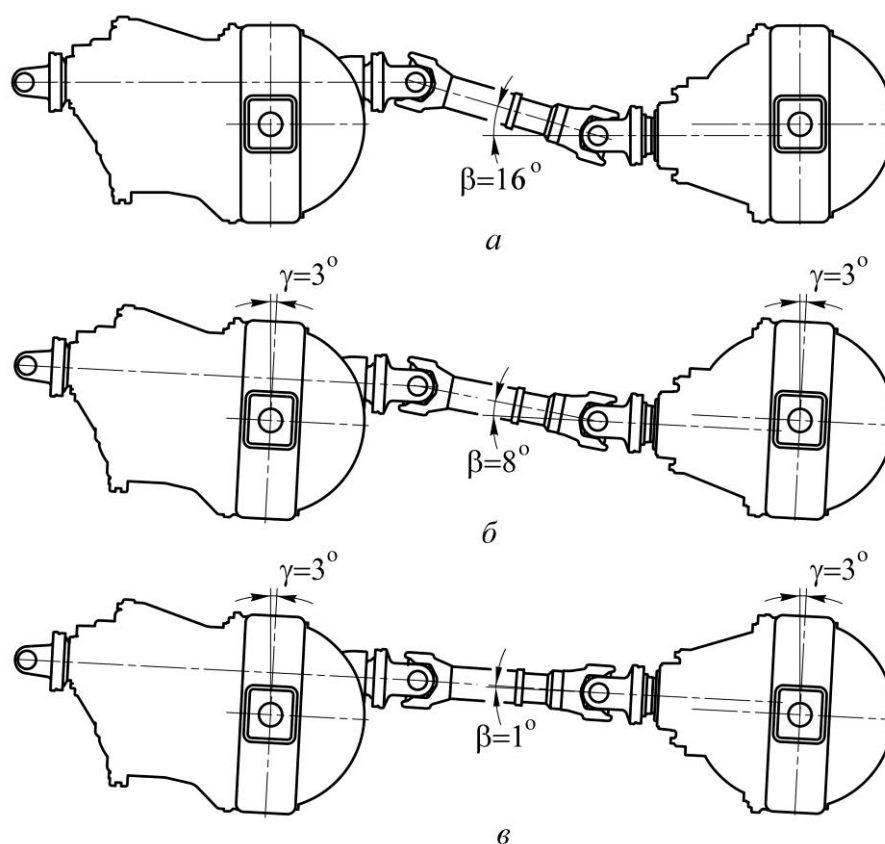


Рис. 6. Установочные углы β в шарнирах промежуточной карданной передачи, установленной между проходным мостом с центральной цилиндро-гипоидной главной передачей и непроходным мостом с одинарной главной передачей: а – с гипоидным зацеплением и горизонтальным расположением входных валов обоих мостов; б – с гипоидным зацеплением и наклоном входных валов обоих мостов в продольной вертикальной плоскости на угол $\gamma = 3^\circ$; в – с амбоидным зацеплением и наклоном входных валов обоих мостов в продольной вертикальной плоскости на угол $\gamma = 3^\circ$

При необходимости организации последовательного привода ведущих мостов по схемам, показанным на рисунках 1, б, г, д, е, з, и 2, б, для уменьшения углов между валами в шарнирах промежуточной карданной передачи при смещениях мостов в крайние верхнее и нижнее положения расстояние между этими мостами приходится увеличивать.

В случае применения независимой подвески практически при любой конструкции центральных редукторов tandemных мостов установочные углы карданных передач не выходят за пределы ограничений, принятых для обеспечения высокого КПД карданных передач и большого срока службы их шарниров.

Наиболее простая конструкция последовательно расположенных мостов с групповым приводом получается при использовании одинарных центральных редукторов

с червячными и гипоидными передачами (рис. 1, а, в). Благодаря тому, что в этих передачах оси ведущих и ведомых валов не лежат в одной плоскости, внутри тележки оказывается возможным преобразование крутящего момента, подводимого к каждому из межколесных дифференциалов, только одной парой червячных или зубчатых колес при высокой степени унификации проходного и непроходного мостов.

Червячные главные передачи компактны в продольном направлении. Оси червяков в тандемных мостах лежат на одном уровне. Поэтому промежуточный карданный вал имеет достаточно большую длину, а установочные углы промежуточной карданной передачи близки к нулевым значениям. Все это позволяет выполнить зависимую подвеску мостов длинноходной.

Крутящий момент может быть передан на последовательно расположенный мост и при верхнем и при нижнем расположении червяка [3].

Червячную передачу отличает малая шумность и высокая плавность работы. Червячная передача имеет малые размеры и массу при большом передаточном числе (6...12). Известны конструкции червячных главных передач с передаточным числом равным 4. Однако при малых передаточных числах, меньших 5, червячная передача не имеет компоновочных преимуществ перед конической передачей с тем же передаточным числом, т.к. диаметр червячного колеса оказывается больше диаметра конического колеса.

Червячные главные передачи характеризуются большими потерями и имеют большую стоимость по сравнению с одинарными коническими (гипоидными) и двойными коническо-цилиндрическими или цилиндро-коническими главными передачами. КПД червячных передач зависит от конструктивных и эксплуатационных факторов и для грузовых автомобилей в среднем составляет 0,9...0,92.

Червячные главные передачи устанавливались в ведущие мосты с горизонтальным банджо или с поперечной плоскостью разъема.

Стремление к упрощению конструкции ведущих мостов и улучшению топливно-экономических характеристик автомобилей и в мировой и в отечественной практике нередко приводило к парадоксальной ситуации, когда на автомобильных заводах для одних и тех же условий эксплуатации изготавливались ведущие мосты с практически одинаковой допустимой осевой нагрузкой и близкими передаточными числами, но с разными типами главных передач: зубчатыми и червячными. Первые из них устанавливались на автомобили с одним ведущим мостом, вторые – на автомобили с несколькими последовательно расположенными ведущими мостами. Например, выпускавшиеся в 30-е годы отечественные автомобили ГАЗ-АА и ЗИС-5 с колесной формулой 4х2 оснащались одинарными коническими и двойными коническо-цилиндрическими главными передачами соответственно. В то же время на трехосных автомобилях с колесной формулой 6х4 ГАЗ-ААА и ЗИС-6 и выполненных на их шасси бронев автомобилях БА-10 и БА-11 устанавливались ведущие мосты с червячными главными передачами. Наличие разнотипных и одновременно близких по своим характеристикам ведущих мостов осложняло и производство и эксплуатацию.

Тандемные мосты с червячными главными передачами применялись на трех- и четырехосных автомобилях, выпускавшихся до 60-х годов XX века.

В отличие от червячной проходная гипоидная главная передача имеет меньшие вертикальные размеры, что облегчает ее применение и в передних и задних мостах при обеспечении высокой степени унификации всех мостов. Высокий КПД (0,96...0,97) и сравнительно низкая стоимость делают проходную гипоидную передачу еще более привлекательной для установки на многоосные автомобили.

Однако широкому применению проходных гипоидных передач препятствуют затруднения, связанные с размещением внутри ведущей гипоидной шестерни проходного вала, передающего крутящий момент к крайнему мосту, и недостаточная величина гипоидного смещения.

В одинарных главных передачах ведущая гипоидная шестерня обычно имеет сравнительно небольшие размеры, не позволяющие изготовить ее полый для установки внутри нее проходного вала необходимого размера. В тоже время в разнесенных главных передачах благодаря достаточно большому диаметру гипоидной шестерни появляется возможность размещения внутри нее проходного вала даже при двухстороннем расположении опор этой шестерни. По схеме, показанной на рисунке 1, в, были выполнены центральные гипоидные редукторы разнесенных главных передач на серийном автомобиле английской фирмы Kirkstall Forge Engineering [4] и отечественном экспериментальном автомобиле НАМИ-076 "Ермак" [5].

В ряде случаев для установки проходного вала над полуосью или под ней приходится выбирать гипоидное смещение, превышающее рекомендуемые значения. Однако с увеличением гипоидного смещения вследствие большего продольного скольжения в зацеплении возрастают потери в передаче, и снижается ее КПД. Кроме того, повышаются требования к точности изготовления зубчатых колес, сборке и регулировке гипоидной передачи.

Гипоидные центральные редукторы допускают установку в мосты с вертикальным банджо и с поперечной плоскостью разъема.

В проходных мостах, создаваемых на основе одинарного конического центрального редуктора, передача крутящего момента к следующему ведущему мосту без дополнительных преобразований возможна, если крутящий момент вначале подводится к межколесному дифференциалу, а от него к коническому центральному редуктору (рис. 1, б). При этом за счет усложнения центрального редуктора – число пар конических зубчатых колес увеличивается вдвое – вал привода последовательно расположенного моста удается расположить между ведомыми коническими колесами. По такой схеме выполнен привод последовательно расположенных ведущих мостов трех-, четырех-, пяти- и шестиосных автомобилей фирмы TATRA, трехосного автомобиля Pinzgauer фирмы Steyer-Daimler-Puch [6], отечественных экспериментальных автомобилей И-210 и И-103 соответственно с четырьмя и шестью осями [7]. Принятая на всех перечисленных автомобилях схема главной передачи позволила выполнить подвеску колес независимой с

качающимися кожухами полуосей. Благодаря тому, что при перемещениях колес вверх или вниз ведомые конические колеса обкатываются по коническим шестерням, в приводе неуправляемых колес удалось обойтись без карданных передач. Однако в целом такое техническое решение является довольно сложным.

На перечисленных выше автомобилях картеры центральных редукторов (рис. 1, б) вместе с присоединенными к ним спереди и сзади трубчатыми патрубками являлись элементами несущих систем – хребтовых рам. Картеры имели горизонтальную плоскость разъема, проходящую через ось вращения конических шестерен, и прикреплялись к трубчатым патрубкам в вертикальной плоскости.

При мостовой раздаче крутящего момента в большинстве случаев применяется более простая конструкция ведущих мостов, в которой центральный конический редуктор главной передачи располагается перед межколесным дифференциалом.

Однако при этом нельзя организовать последовательный привод ведущих мостов без дополнительного преобразования крутящего момента в проходном мосту. Т.к. оси конических зубчатых колес лежат в одной плоскости, то при попытке продления вала конической шестерни в проходном мосту для передачи крутящего момента к следующему ведущему мосту этот вал упрется либо в одну из полуосей либо в корпус дифференциала. Поэтому конструкцию проходного центрального редуктора приходится усложнять (рис. 1, г-к), увеличивая число зубчатых колес и подшипников.

На первый взгляд наиболее рациональным представляется проходной центральный редуктор (рис. 1, г), в котором отбор мощности для привода крайнего моста осуществляется от ведомого конического колеса, установленного на корпусе межколесного дифференциала, пристыкованным к нему малым коническим зубчатым колесом. Эта схема привода ведущих мостов интересна тем, что проходной мост создается на базе непроходного добавлением всего лишь одного зубчатого колеса. При этом в проходном и непроходном мостах может быть обеспечена полная унификация соответственно малых и больших конических зубчатых колес, их подшипниковых опор и межколесных дифференциалов. В результате упрощается производство проходного ведущего моста и уменьшается его стоимость. Отбор мощности для привода крайнего моста от ведомого конического колеса не приводит к увеличению вертикальных размеров проходного моста, что позволяет на автомобилях с несущим корпусом выполнить ровный пол над ведущими мостами на сравнительно небольшой высоте.

Главным недостатком рассматриваемой схемы последовательного привода ведущих мостов является перегруженность крутящим моментом зубчатых колес проходного моста, снижающая его долговечность и надежность. Так через коническое зацепление проходного редуктора двухосной тележки, приводимое входным карданным валом, передается вдвое больший крутящий момент, чем в редукторе крайнего моста. Кроме того, привод мостов может быть только заблокированным, из-за чего возможна циркуляция мощности между мостами, сопровождающаяся увеличением расхода топлива и дополнительной перегрузкой крутящим моментом мостов, карданных передач и шин. Для

предотвращения циркуляции мощности при движении в хороших дорожных условиях необходимо отключать один из ведущих мостов. Наконец, несколько укорачивается карданный вал привода крайнего моста, что затрудняет создание длинноходных зависимых подвесок.

Из-за перечисленных недостатков схема с отбором мощности для привода последовательно расположенного моста от ведомого конического колеса центрального редуктора распространения не получила. Тем не менее, эта схема последовательного привода ведущих мостов была реализована на некоторых трехосных автомобилях (6х4), разработанных в 20-30-х годах XX века, например, на серийном автомобиле фирмы Daimler Benz [8] и одном из прототипов автомобиля ГАЗ-ААА Горьковского автомобильного завода [9]. В настоящее время к схеме привода ведущих мостов, показанной на рис. 1, з, проявляют интерес только при создании специальных колесных машин при наличии жестких ограничений на высоту и ширину центрального редуктора и отсутствии требования обеспечения высокой долговечности.

В известных конструкциях балки ведущих мостов выполнялись с вертикальным банджо или с поперечной плоскостью разъема.

Проходные цилиндро-конические редукторы (рис. 1, д-к) получаются путем присоединения к коническому редуктору спереди или сзади раздаточной коробки. По таким же схемам могут быть выполнены проходные центральные редукторы на основе гипоидных передач. Например, тогда, когда внутри ведущей гипоидной шестерни не удастся поместить приводной вал крайнего моста. Соответственно все приведенные далее соображения, касающиеся проходных цилиндро-конических редукторов могут быть распространены и на цилиндро-гипоидные редукторы.

Присоединенные раздаточные коробки выполняются как с соосным (рис. 1, д, е), так и несоосным (рис. 1, ж-к) расположением выходных валов, причем в последнем случае один из выходных валов соосен входному валу. Как правило, раздаточные коробки обоих типов с целью увеличения КПД, упрощения конструкции и снижения массы выполняют двухвальными.

Раздаточные коробки первого типа могут быть установлены либо позади центрального конического редуктора первого моста (рис. 1, д) либо перед центральным коническим редуктором крайнего моста (рис. 1, е). Место установки раздаточной коробки определяется базой автомобиля, от которой в свою очередь зависит длина вала карданной передачи привода тележки. В длиннобазных автомобилях (МАЗ-543) при достаточной длине карданного вала обычно применяется схема, показанная на рисунке 1, д, в короткобазных (МАЗ-537) – схема, представленная на рисунке 1, е. Пристыкованные раздаточные коробки с соосным расположением выходных валов (рис. 1, д, е) из-за малой длины промежуточного карданного вала характерны для автомобилей с независимой подвеской. Однако при достаточно большом расстоянии между ведущими мостами такие схемы привода ведущих мостов возможны и на автомобилях с зависимой подвеской. Например, схема привода ведущих мостов, представленная на рисунке 1, д, реализована на

ряде многоосных шасси Минского завода колесных тягачей, оснащенных зависимой подвеской [10].

Раздаточные коробки второго типа – с обеих сторон центрального конического редуктора первого моста (рис. 1, *ж*, *з*, *к*) или перед центральным коническим редуктором крайнего моста (рис. 1, *и*).

Все четыре схемы обладают следующими преимуществами:

меньшие потери в центральных редукторах по сравнению со схемами привода (рис. 1, *д*, *е*), где применяются раздаточные коробки с соосным расположением выходных валов, или схемами (рис. 2), выполненными на основе двойных центральных редукторов. Более высокий КПД рассматриваемых схем привода объясняется тем, что внутри тележки крутящий момент, подводимый к межколесному дифференциалу одного из мостов, преобразуется дважды – в цилиндрической и конической передачах, а момент, передаваемый к межколесному дифференциалу другого моста, изменяется только один раз – в конической передаче. В то время как в тандемных тележках, схемы которых показаны на рисунках 1, *д*, *е*, и 2, *а-г*, крутящий момент, подводимый к межколесным дифференциалам каждого из мостов, преобразуется дважды;

меньшая общая масса проходного и непроходного мостов по сравнению с мостами, выполненными на основе двойных центральных редукторов (рис. 2);

возможность применения в обоих мостах балок с вертикальным банджо, обладающих высокой жесткостью, прочностью и долговечностью при минимальной массе.

Недостатками этих схем привода являются:

увеличенные установочные углы шарниров промежуточного карданного вала привода крайнего моста;

необходимость изготовления цилиндрического редуктора с передаточным числом равным единице. Такие цилиндрические редукторы из-за плохой прирабатываемости зубчатых колес являются более шумными по сравнению с редукторами, где $u_{цил} \neq 1$.

При использовании тандемных тележек, выполненных по схемам, показанным на рисунках 1, *ж*, *з*, оказывается возможной полная унификация крайнего ведущего моста с единственным ведущим мостом автомобиля с колесной формулой 4х2, 6х2 или 8х2, что существенно упрощает производство и эксплуатацию.

Если пристыкованная раздаточная коробка с несоосным расположением выходных валов располагается перед коническим редуктором первого из мостов (рис. 1, *ж*, *к*), то карданный вал привода крайнего моста получается достаточно длинным, что, как уже отмечалось выше, позволяет применить эти схемы привода тандемных мостов на автомобилях, как с зависимой, так и независимой подвеской. Однако конические редукторы проходного и непроходного мостов из-за разного направления вращения ведущих конических шестерен и соответственно разного направления винтовых линий их зубьев оказываются разунифицированными. В некоторых автомобилях взаимозаменяемость конических или гипоидных зубчатых колес проходного и

непроходного мостов обеспечивается благодаря применению трехвальной раздаточной коробки. Однако при этом конструкция проходного моста усложняется и утяжеляется. Одновременно возрастают потери в приводе проходного моста.

В тоже время при установке раздаточной коробки с несоосным расположением выходных валов в пределах базы тележки (рис. 1, з, и) соответствующие конические зубчатые колеса двух мостов имеют одинаковое направление винтовой линии зубьев.

Из четырех схем (рис. 1, ж-к) наибольшее распространение получила первая из них (рис. 1, ж). Остальные схемы (рис. 1, з-и), как правило, применяются по компоновочным соображениям при достаточно большом расстоянии между приводимыми мостами. Например, на немецком бронетранспортере TPz1 Fuchs (6x6) фирмы Rheinmetall AG, имеющем зависимую подвеску, с целью увеличения длины карданного вала, расположенного между раздаточной коробкой и вторым передним мостом, два передних моста выполнены по схеме, изображенной на рисунке 1, з. На некоторых американских короткобазных двухосных седельных тягачах (4x4) с зависимой подвеской, выпускавшихся в начале 70-х годов XX века, передний мост приводился от заднего (рис. 1, и). Применение схемы, показанной на рисунке 1, к, в трехосных автомобилях Unimog (6x6) фирмы Daimler Benz объясняется стремлением к максимально возможной унификации привода, центральных конических редукторов главной передачи, балок и подвесок проходного и заднего мостов соответственно трехосного и двухосного автомобилей. В трехосных автомобилях Unimog передача усилий и реактивных моментов от балки проходного моста к несущей системе осуществлялась точно также как от балки заднего моста в двухосных автомобилях – с помощью реактивной трубы, внутри которой располагалась закрытая карданная передача. При этом балка заднего моста крепилась к несущей системе иначе – с помощью реактивных штанг.

В двойных центральных коническо-цилиндрических (рис. 2, а, б) и цилиндро-конических редукторах (рис. 2, в, г) при вертикальном или наклонном расположении плоскости, проходящей через оси цилиндрических зубчатых колес, оси ведущих и ведомых валов скрещиваются, что позволяет обеспечить передачу крутящего момента к другим ведущим мостам при высокой степени унификации проходного и непроходного центральных редукторов. Проходной вал привода следующего моста может быть установлен как выше, так и ниже полуосей проходного центрального редуктора. Для этого ось цилиндрической шестерни смещают соответственно выше или ниже оси цилиндрического колеса.

Компоновка проходных коническо-цилиндрических редукторов отличается от компоновки непроходных редукторов. В непроходных редукторах с целью получения компактной, легкой и жесткой конструкции цилиндрическую шестерню устанавливают вблизи вершины конуса конического колеса. В проходных редукторах через вершину конуса конического колеса проходит проходной вал, поэтому цилиндрическую шестерню приходится размещать с тыльной стороны конического колеса.

Расположение цилиндрических зубчатых колес в коническо-цилиндрическом центральном редукторе существенно влияет на вертикальные размеры редуктора, длину промежуточного карданного вала и вероятность повреждения карданной передачи при движении на местности вследствие задевания ее о какие-либо препятствия. Если плоскость, проходящая через оси цилиндрических зубчатых колес, вертикальна, а цилиндрическая шестерня располагается над цилиндрическим колесом, высота центрального редуктора над осью ведомых валов редуктора и длина промежуточного карданного вала оказываются максимальными. При этом благодаря максимально возможному удалению от опорной поверхности карданные передачи привода проходного и непроходного ведущих мостов наименее подвержены повреждениям. С уменьшением угла наклона плоскости, проходящей через оси цилиндрических зубчатых колес, к горизонтали высота центрального редуктора и длина промежуточного карданного вала при прочих равных условиях будут уменьшаться. Из-за смещения вниз входных валов главных передач повышается вероятность повреждения обеих карданных передач, увеличиваются установочные углы в шарнирах карданной передачи привода проходного ведущего моста.

Выше приведенные соображения о влиянии компоновки цилиндрического редуктора на геометрические размеры центральных редукторов и условия работы карданных передач справедливы и для цилиндрико-конических передач за исключением того, что в этих передачах положение цилиндрического редуктора практически не влияет на длину промежуточного карданного вала.

В цилиндрико-конических проходных редукторах межосевое расстояние в цилиндрическом редукторе выбирается не только из условия обеспечения заданной прочности и долговечности цилиндрической передачи, но и условия размещения проходного вала и межосевого дифференциала.

Коническо-цилиндрические главные передачи с малыми углами наклона плоскости, проходящей через оси цилиндрических зубчатых колес, к горизонтали (рис. 2, б) и цилиндрико-конические главные передачи (рис. 2, в, г) устанавливаются в мосты с вертикальным банджо. При вертикальном расположении цилиндрической пары (рис. 2, а) картер коническо-цилиндрической передачи крепится к балке моста сверху.

В настоящее время коническо-цилиндрические редукторы (рис. 2, а, б) применяются в ведущих мостах с центральными главными передачами, цилиндрико-конические (рис. 2, в, г) – в мостах с центральными и разнесенными главными передачами.

Любая из рассмотренных выше схем с групповым приводом двух последовательно установленных ведущих мостов может послужить основой для организации группового привода трех мостов. Для этого перед двухосной тележкой ставится еще один мост, центральный редуктор которого выполнен по такой же схеме, что и редуктор в проходном мосту двухосной тележки. Отличие возможно будет заключаться в том, что в случае дифференциальной связи между мостами в центральном редукторе первого моста трехосной тележки вместо симметричного межосевого дифференциала, установленного в

центрального редукторе второго проходного моста, придется использовать несимметричный межосевой дифференциал.

Наиболее рациональные схемы с групповым приводом трех мостов представлены на рисунке 8.

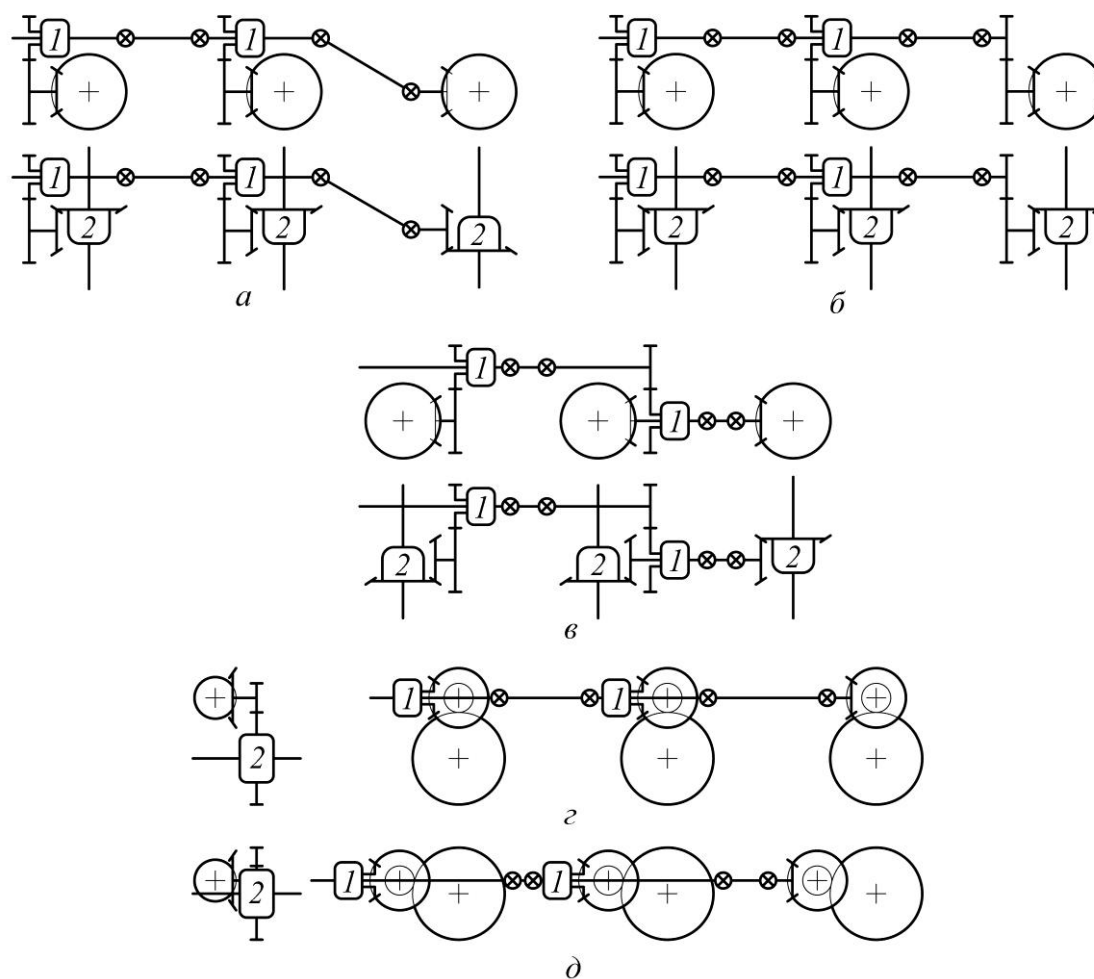


Рис. 8. Схемы группового привода трех последовательно установленных мостов: 1 – межосевой дифференциал; 2 – межколесный дифференциал

Выводы

1. На конкретных примерах доказано влияние типа зацепления, кинематической схемы центрального редуктора и взаимного расположения зубчатых или червяных колес этого редуктора на массу ведущего моста, размещение двигателя и тормозных механизмов, на компоновку автомобиля в целом, на возможность применения длинноходной подвески и передачи крутящего момента к следующему мосту.
2. Показано, что проходной гипоидный редуктор, не имеющий цилиндрического переходного редуктора, может быть установлен в ведущих мостах с разнесенной главной передачей.

3. Показано, что передача крутящего момента без дополнительных преобразований от одного ведущего моста к другому, выполненных на основе одинарных конических центральных редукторов, возможна только в результате существенного усложнения этих редукторов – удвоения числа пар конических колес. Для этого крутящий момент вначале подводится к межколесному дифференциалу, а от него к коническому центральному редуктору, благодаря чему вал привода последовательно расположенного моста удается расположить между ведомыми коническими колесами (по типу TATRA).
4. Показано, что по совокупности свойств для автомобилей, оснащаемых длинноходной зависимой или независимой подвеской, наиболее рациональной является разнесенная главная передача с цилиндро-коническим (цилиндро-гипоидным) и коническим (гипоидным) центральными редукторами соответственно в проходном и непроходном мостах. При необходимости обеспечения унификации картерных деталей, повышения защищенности и увеличения долговечности карданной передачи привода непроходного моста в последнем следует устанавливать цилиндро-конический (цилиндро-гипоидный) центральный редуктор.
5. Показано, что уменьшение установочных углов в шарнирах карданной передачи привода непроходного моста достигается известными решениями: рациональной компоновкой центральных редукторов проходного и непроходного мостов, разворотом ведущих мостов в продольной вертикальной плоскости автомобиля на небольшой угол, применением в центральном редукторе крайнего моста амбоидного зацепления.
6. Приведены наиболее рациональные схемы группового привода трех ведущих мостов.
7. Трехосная тележка с групповым приводом может быть создана в результате установки перед двухосной тележкой еще одного моста, центральный редуктор которого выполнен по такой же схеме, что и редуктор в проходном мосту двухосной тележки. При этом в случае дифференциальной связи между мостами и одинаковых вертикальных нагрузках на мосты в центральном редукторе первого моста трехосной тележки придется использовать несимметричный межосевой дифференциал, в отличие от центрального редуктора второго проходного моста этой же тележки, где устанавливается симметричный межосевой дифференциал.

Работа проводится в рамках договора №9905/17/07-к-12 между ОАО «КАМАЗ» и «Московским государственным техническим университетом имени Н.Э. Баумана» на выполнение научно-исследовательских и опытно-конструкторских технологических работ по теме «Создание системы привода ведущих колес транспортных систем с независимой подвеской с осевой нагрузкой до 10 тонн» при финансовой поддержке Российской Федерации и Минобрнауки.

Список литературы

1. Краткий автомобильный справочник. М.: Транспорт, 1980. 300 с.
2. Высоцкий М.С., Гилелес Л.Х., Херсонский С.Г. Грузовые автомобили. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1995. 256 с.
3. Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Гладов Г.И., Жеглов Л.Ф., Зузов В.Н., Котиев Г.О., Полунгян А.А., Фоминых А.Б.. Проектирование полноприводных колесных машин: учебник для вузов. В 3 т. Т. 2 / под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 528 с.
4. Литвинов А.С., Ротенберг Р.В., Фрумкин А.К. Шасси автомобиля. М.: Машгиз, 1963. 504 с.
5. Бурков М.С. Специализированный подвижной состав автомобильного транспорта. М.: Транспорт, 1972. 280 с.
6. Яскевич З. Ведущие мосты: пер. с польск. Г.В. Коршунова. М.: Машиностроение, 1985. 600 с.
7. Кочнев Е.Д. Секретные автомобили Советской Армии. М.: Изд-во Яуза, Эксмо, 2011. 388 с.
8. Бюссиен Р. Автомобильный справочник. Шасси: пер. с нем. М.: Авиавтоиздат, 1933. 368 с.
9. Чудаков Е.А. Конструкция и расчет автомобиля. М.: Машгиз, 1951. 432 с.
10. Николаев Ю.И., Макарквич В.П., Брижанев В.М., Поплавский Д.Э., Грачук С.В. Трансформируемые мосты // Автомобильная промышленность. 2008. № 1. С. 19-20.

Analyzing Kinematic Schemes of Intermediate Axle Central Reducers of Final Drives

M.G. Lakhtyukhov^{1,*}

[*motor@bmstu.ru](mailto:motor@bmstu.ru)

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: truck configuration, final drive, central reducer, kinematic scheme, differential, intermediate axle, tandem drive axle, tridem drive axles, unification of axles, long-stroke suspension, driveshaft, transfer case

Before developing a central reducer of the drive intermediate axle, it is necessary to choose its kinematic scheme to define the most important truck properties. Examples prove that a type of gearing, kinematic scheme and mutual position of gear or worm wheels of the central reducer has impact on the mass of the intermediate axle, placement of the engine and brake mechanisms, and truck configuration as a whole. They also influence on a possibility to use a long-stroke suspension, provide a differential connection between axles, and a torque transfer to the next axle.

The work analyzes various schemes of the intermediate central reducers using one or two pairs of gear or worm wheels. It defines the ways to provide normal operating conditions for the engine drive line of the non-intermediate axle. The paper shows that, in most cases, the two-shaft transfer cases with a coaxial or non-coaxial arrangement of the output shafts, connected in front of or behind a conical or hupoid reducer, allows implementation of intermediate reducers.

According to a set of properties, for the trucks equipped with a dependent or independent long-stroke suspension, the most rational is the hub-reduction final drive with helical-bevel and conic central reducers, respectively, in intermediate and non-intermediate axles. To apply double helical-bevel central reducers in intermediate and non-intermediate axles is expedient if it is necessary to ensure unification of crankcase parts of axle, improve protection, and raise a driveshaft durability of the non-intermediate axle drive.

The paper presents the most rational schemes for three drive axles to be group-driven. Creating a three-axis group-driven cart is possible to implement by setting one more axle in front of the two-axis cart, with central reducer of this axle having the same scheme, as a reducer in the intermediate axle of the two-axis cart. Thus, in case of differential connection between axles and identical vertical loads towards the axles in the central reducer of the first axle of the tridem drive axles it is necessary to use the asymmetrical inter-axial differential, unlike the central reducer of the second intermediate axle of the same cart where the symmetric inter-axial differential is set.

References

1. *Kratkii avtomobil'nyi spravochnik* [Brief guide to car]. Moscow, Transport Publ., 1980. 300 p. (in Russian).
2. Vysotskii M.S., Gileles L.Kh., Khersonskii S.G. *Gruzovye avtomobili* [Trucks]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1995. 256 p. (in Russian).
3. Afanas'ev B.A., Belousov B.N., Gladov G.I., Zheglov L.F., Zuzov V.N., Kotiev G.O., Polungyan A.A., Fominykh A.B.. *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin. V 3 t. T. 2* [Designing four-wheel drive wheeled vehicles. In 3 vols. Vol. 2]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2008. 528 p. (in Russian).
4. Litvinov A.S., Rotenberg R.V., Frumkin A.K. *Shassi avtomobilya* [Car chassis]. Moscow, Mashgiz Publ., 1963. 504 p. (in Russian).
5. Burkov M.S. *Spetsializirovannyy podvizhnoi sostav avtomobil'nogo transporta* [Specialized rolling stock of road transport]. Moscow, Transport Publ., 1972. 280 p. (in Russian).
6. Yaskovich Z. *Vedushchie mosty* [Driving axles]. Transl. from Polish. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 600 p. (in Russian).
7. Kochnev E.D. *Sekretnye avtomobili Sovetskoi Armii* [Secret cars of the Soviet Army]. Moscow, Yauza Publ., Eksmo Publ., 2011. 388 p. (in Russian).
8. Byussien R. *Avtomobil'nyi spravochnik. Shassi* [Automotive directory. Chassis]. Transl. from German. Moscow, Aviaavtoizdat Publ., 1933. 368 p. (in Russian).
9. Chudakov E.A. *Konstruktsiya i raschet avtomobilya* [Design and calculation of car]. Moscow, Mashgiz Publ., 1951. 432 p. (in Russian).
10. Nikolaev Yu.I., Makarkvich V.P., Brizhanov V.M., Poplavskii D.E., Grachuk S.V. Convertible axles. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2008, no. 1, pp. 19-20. (in Russian).