

УДК 621.85

## ПОВЫШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ТРАНСМИССИЙ ПОЛНОПРИВОДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

П.В. Яковлев, к.т.н., доц. / Южно-Уральский государственный университет (ЮУрГУ)

Полноприводные автомобили обладают рядом преимуществ по сравнению с неполноприводными при движении по грунтовым дорогам с низкими сцепными свойствами и малой несущей способностью, обеспечивают движение с высокими средними скоростями и буксировку прицепов достаточно большой грузоподъёмности. Основные области их использования — сельскохозяйственное производство и транспортные перевозки в районах со слабо развитой дорожной сетью.

Современные трансмиссии полноприводных автомобилей оснащаются ступенчатыми и бесступенчатыми механическими коробками передач (КП) и раздаточными коробками (РК). Из бесступенчатых механических передач широко известны клиноременные вариаторы и импульсные трансформаторы. Применение клиноременных вариаторов ограничивается мототехникой и легковыми автомобилями малого класса с мощностью двигателя не более 20–30 кВт. Даже при переходе на многорезный стальной ремень (Audi) такая трансмиссия работает с двигателем мощностью не выше 142 кВт и максимальным крутящим моментом не более 280 Н·м. Однако легковой автомобиль в данном случае обладает даже несколько лучшими динамикой разгона и экономичностью, чем при оснащении его вальной ступенчатой синхронизированной КП.

Ступенчатые механические КП и РК по типу применяемых исполнительных элементов выполняют с переключением при помощи подвижных шестерён, зубчатых, фрикционных и кулачковых муфт (рис. 1). Подвижные шестерни (рис. 1, а) в настоящее время применяются лишь в коробках отбора мощности для включения кратковременно работающих механизмов. Недостатками данного способа являются: прямозубое зацепление, потеря части профиля зубьев, значительный осевой габарит и, следовательно, валы большого диаметра для придания жёсткости, а также износ шлицов.

Переключение при помощи зубчатых муфт (рис. 1, б) — наиболее распространённый тип механизмов переключения. На транспортных машинах (легковых и грузовых автомобилях, автобусах) такой вид исполнительных элементов применяется, как правило, с синхронизаторами. К достоинствам этого способа переключения относятся: высокая нагрузочная способность,

технологичность при изготовлении, постоянное зацепление шестерён, возможность использования косозубого зацепления.

При использовании кулачковых муфт (рис. 1, в), особенно муфт лёгкого включения, переключение возможно даже без полной синхронизации соединяемых элементов (при использовании зубчатых муфт необходима полная синхронизация). Общим недостатком рассмотренных типов исполнительных элементов (рис. 1, а, б, в) является разрыв потока мощности при переключении.

Использование в качестве исполнительных элементов фрикционных муфт (рис. 1, г) позволяет производить переключение под нагрузкой с минимальным разрывом или без разрыва потока мощности. Применение указанного типа исполнительных элементов позволяет значительно увеличить производительность, проходимость, динамику разгона, плавность хода, среднюю скорость прохождения маршрута, снизить утомляемость водителя (оператора). Кроме того, фрикционные муфты КП могут играть роль главного фрикциона (муфты сцепления). В коробках передач с переключением при помощи фрикционных муфт используются два основных способа переключения передач под нагрузкой: с кратковременным разрывом силовой цепи (с разрывом потока мощности) и без разрыва силовой цепи (без разрыва потока мощности) [1]. Под разрывом силовой цепи понимается часть процесса переключения передач, в течение которого трансмиссия выключена, то есть ведущие и ведомые части муфты сцепления, коробки передач не взаимодействуют между собой. Длительность разрыва силовой цепи зависит от используемых фрикционных элементов и привода управления ими и обычно не превышает времени включения фрикционного элемента. При сокращении времени разрыва силовой цепи до 0,1–0,2 с. потеря скорости (кинетической энергии) транспортной машины достигает значительных величин только при больших силах сопротивления движению (момент от сил сопротивления движению  $M_c > 0$ ): движение по бездорожью, нагрузка на крюке. Одним из недостатков при переключении с использованием фрикционных муфт является то, что требуется постоянно работающий насос для создания давления в бу-

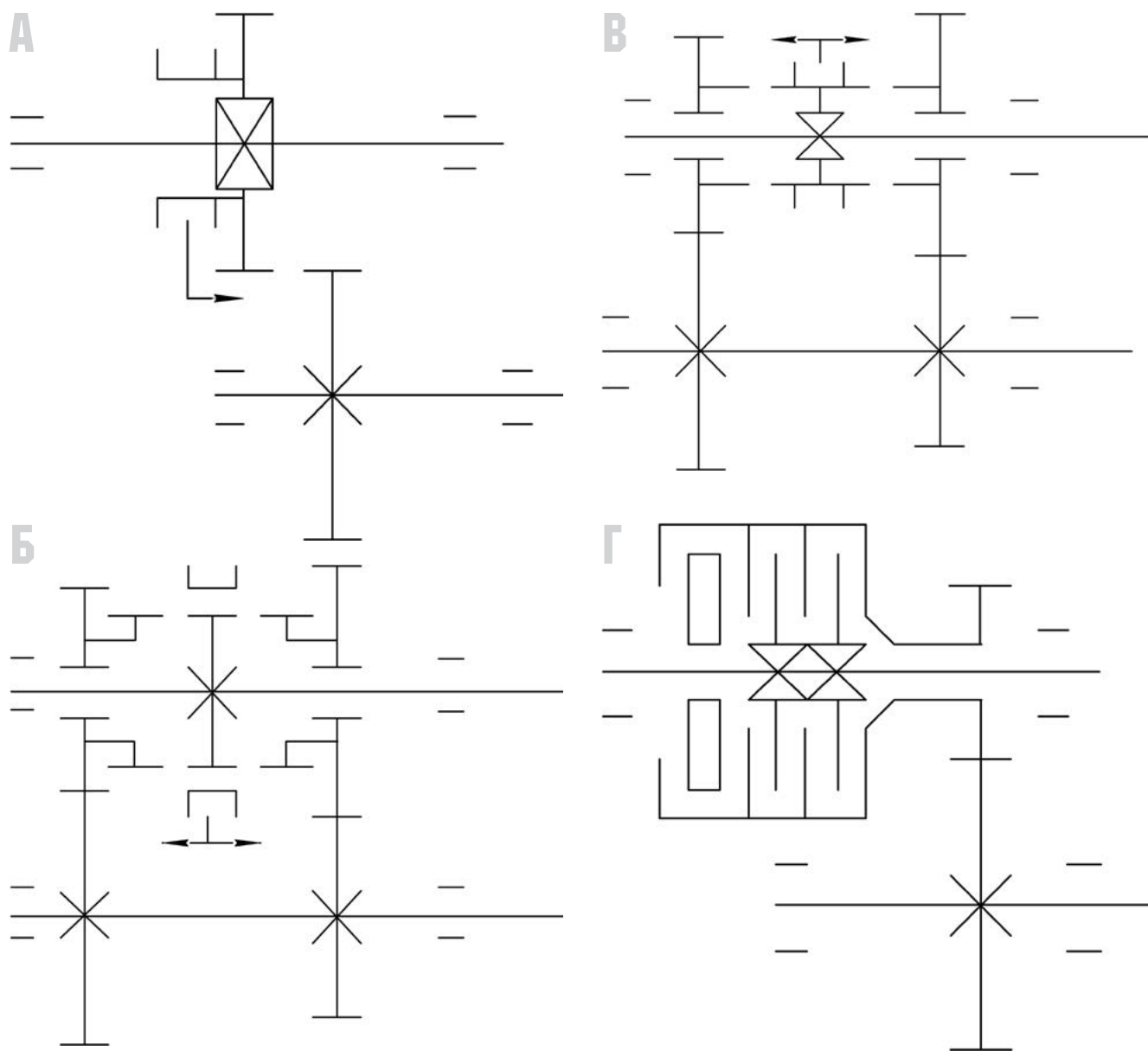


Рисунок 1. Типы исполнительных элементов, применяемых в механических КП и РК

стере включённой передачи. Запуск двигателя с буксира возможен только при наличии дополнительного масляного насоса с приводом от ведущих колёс автомобиля. Кроме того, имеет место так называемый поводковый момент, приводящий к дополнительным потерям мощности во фрикционе отключённой передачи. Такие КП имеют повышенные эксплуатационные затраты из-за высокой стоимости рабочей жидкости, большой номенклатуры расходных материалов и небольших пробегов между техническими обслуживаниями.

Механическая КП, оснащённая фрикционными муфтами (фрикционными муфтами и тормозами для планетарных коробок передач), сравнительно просто автоматизируется, что и обусловило её применение совместно

с гидродинамическим трансформатором крутящего момента в автоматических гидромеханических трансмиссиях. Ряд автомобильных фирм автоматизируют переключение передач в ступенчатых вальных КП легковых автомобилей, входящих в состав механических трансмиссий: КП и система управления SMG фирмы BMW, Selespeed фирмы Fiat, аналогичные системы фирм Ford, SAAB и других. В результате автомобиль может обладать лучшей динамикой и экономичностью, чем автомобиль с неавтоматизированной КП, при высоком уровне комфортабельности и простоте управления, сравнимых с автоматической гидромеханической КП. Вследствие автоматизации процессов включения и выключения сцепления в салоне отсутствует педаль управления сце-

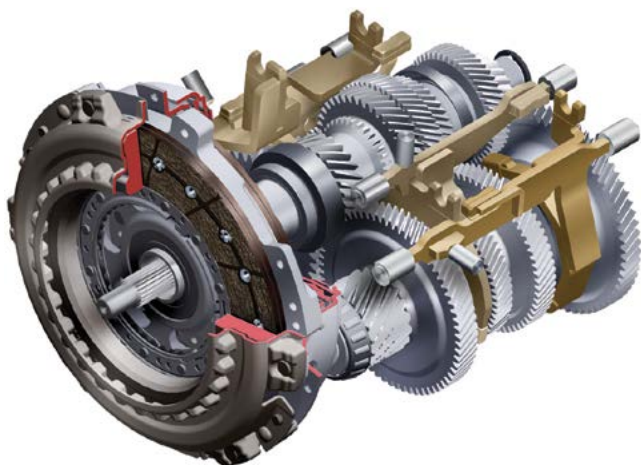


Рисунок 2. Трансмиссия DSG с двойным сцеплением

плением. Зубчатые муфты включения передач для повышения быстродействия активируются при помощи гидропривода высокого давления (до  $85 \text{ кгс/см}^2$ ), а время всего процесса переключения у лучших образцов (SMG) удаётся сократить до  $0,08\text{--}0,15 \text{ с.}$  (в конструкциях других фирм  $0,3\text{--}0,6 \text{ с.}$ ). За это время происходит выключение сцепления, выравнивание при помощи синхронизаторов угловых скоростей первичного вала КП и шестерни включаемой передачи, а также включение сцепления.

Фирма Scania оснащает свои магистральные тягачи автоматизированной несинхронизированной двенадцатиступенчатой КП, где в качестве исполнительных элементов выступают зубчатые муфты (система Opticruise). В этом случае используется двигатель с электронным управлением и в автоматическом режиме воспроизводится процедура так называемого двойного выжима сцепления, в результате чего автомобиль получает ценные эксплуатационные качества. Для полной ликвидации разрыва потока мощности концерн Volkswagen использует трансмиссию DSG (рис. 2) с двойным сцеплением (Audi TT 3.2 Quattro, VW Golf R32). Одно сцепление позволяет включать передачу из группы 1-й, 3-й и 5-й передач, другое — из группы 2-й, 4-й и 6-й. Одновременно могут быть включены передачи из разных групп. Для переключения достаточно выключения одного сцепления и включения другого. Весь процесс переключения, протекающий в автоматизированном режиме, длится  $0,03\text{--}0,04 \text{ с.}$  При движении на включённой передаче идёт подготовка для включения передачи из другой группы (передвигается зубчатая муфта). Одновременно достигается улучшение динамики и сокращение расхода топлива. Однако доплата за установку, например, DSG достигает  $6\text{--}8\%$  от стоимости автомобиля с серийной неавтоматизированной КП, а для более дешёвых машин эта доля ещё выше. Повышение стоимости таких конструкций обусловлено их сложностью. При применении зубчатых муфт требуется полная синхронизация включаемых элементов, что

достигается использованием либо синхронизаторов, либо двигателей с электронным управлением в качестве центрального синхронизатора. В любом случае система автоматизированного переключения включает в себя множество исполнительных элементов.

Общеизвестно, что уменьшение времени на переключение передач в движущемся автомобиле положительно сказывается на его проходимости. Но на полноприводных машинах в условиях бездорожья для увеличения крутящего момента на ведущих колёсах водитель, полностью реализовав передаточный диапазон КП, вынужден останавливать автомобиль для включения понижающей передачи в РК. Такая остановка предписана заводом-изготовителем ввиду высокой вероятности поломки деталей, участвующих в переключении. Таким образом, ясна перспективность и целесообразность использования в трансмиссиях автомобилей механических ступенчатых трансформаторов крутящего момента, которые дополнительно должны обладать такими ценными свойствами, как высокая скорость переключения передач и возможность переключения во время движения автомобиля, что в настоящий момент

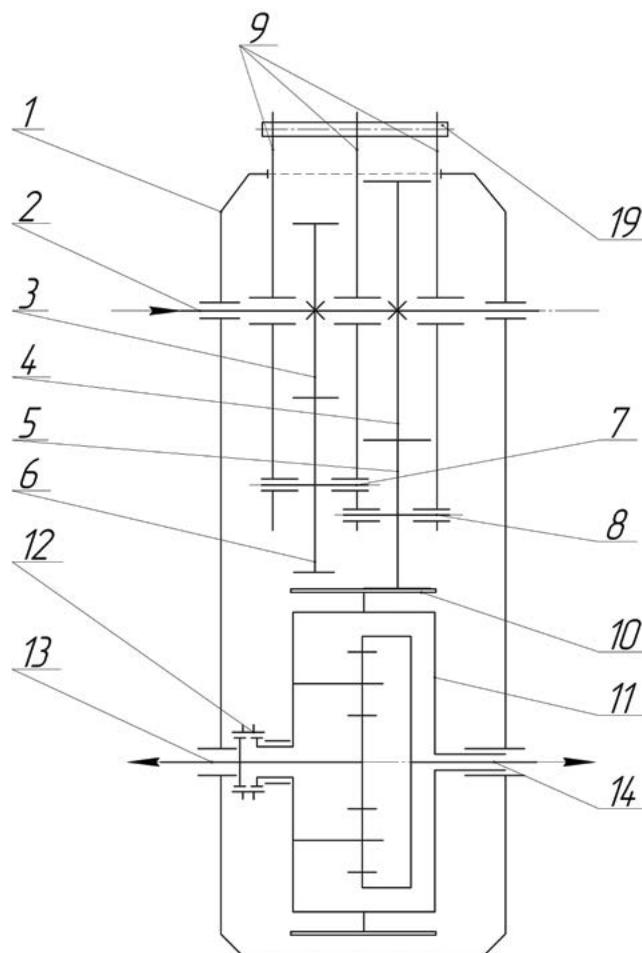


Рисунок 3. Кинематическая схема новой РК

крайне затруднено в серийных раздаточных коробках автомобилей-тягачей.

Для решения обозначенной проблемы предлагается конструкция раздаточной коробки с механизмом переключения передач [2] с новым функциональным свойством, а именно возможностью производить переключение передач без предварительной синхронизации скоростей вращения включаемых шестерён за короткое время и в процессе движения автомобиля.

**Предлагаемая конструкция РК с механизмом переключения передач** (рис. 3) содержит корпус 1, входной вал 2, жёстко установленные на входном валу шестерни повышенной 3 и пониженной 4 передач, постоянно зацепленные с шестернями входного вала промежуточные шестерни 5 и 6, оси 7 и 8 промежуточных шестерён, водило 9 с выступом с возможностью поворота вокруг оси входного вала и фиксации угла поворота осей промежуточных шестерён, коронную шестерню 10 межосевого дифференциала 11 с возможностью зацепления с одной из промежуточных шестерён, двухпозиционную зубчатую муфту 12 блокировки межосевого дифференциала, валы 13 и 14 приводов переднего и заднего ведущих мостов.

Для переключения и фиксации передач в раздаточной коробке предлагается рычажный механизм (рис. 4), который состоит из рычага 15, оси рычага 16, опор оси рычага 17, толкателя 18, канавки 19 толкателя, фиксатора передач 20 с пазами пониженной А и повышенной Б передач, шарнира поперечного поворота 21 в длинном плече рычага.

Работает раздаточная коробка с механизмом переключения передач следующим образом. При фиксированном положении рычага 15 в пазу А фиксатора 20 и заблокированном водиле 9 крутящий момент от входного вала 2 и жёстко установленной на нём шестерни пониженной передачи 4 передаётся через промежуточную шестерню 6, ось которой 8 удерживается водилом, на коронную шестерню 10 дифференциала 11 и дальше на валы 13 и 14 приводов переднего и заднего ведущих мостов. Переключение передачи в раздаточной коробке осуществляется за счёт поворота длинной части рычага 15 вокруг шарнира поперечного поворота 21, вывода рычага 15 из паза А фиксатора 20, перемещения рычага в направлении паза Б и фиксации в нём. При этом рычаг 15, вращаясь вокруг установленной в опорах 17 оси 16 через закреплённый в выступе водила 9 толкатель 18 при его движении по канавке 19, поворачивает водило 9 с осями 7 и 8 промежуточных шестерён 5 и 6 вокруг входного вала 2, тем самым размыкая зубчатую пару 6 и 10, и при дальнейшем повороте водила включает зубчатую пару 5 и 10. Момент расположения включаемой зубчатой пары на расчётном межосевом расстоянии кинематически согласован с моментом фиксации рычага 15 переключения передач в фиксаторе 20. Блокировка межосевого

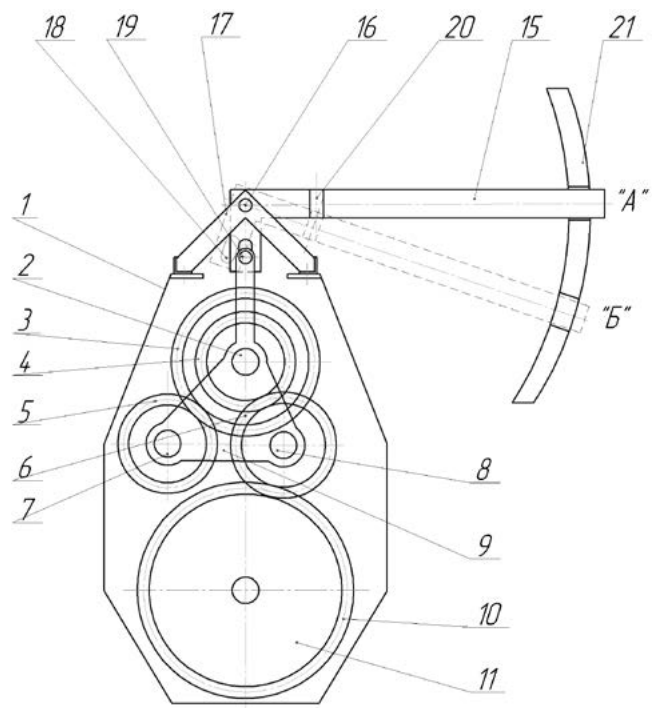


Рисунок 4. Схема переключения и фиксации передач в новой РК

дифференциала осуществляется осевым перемещением двухпозиционной зубчатой муфты 12.

**Время переключения передач в новой РК** является функцией крутящего момента двигателя  $M_{об}$ , внешнего управляющего момента  $M_g$  на водиле, момента сопротивления движению  $M_c$  [3]:

$$t_n = \Phi(M_{об}, M_g, M_c). \quad (1)$$

Переключение передач происходит под действием внешних и внутренних сил и моментов и следующих их комбинаций:

1. Взаимодействие внутренних силовых факторов, возникающих между сопряжёнными шестернями, нагруженными крутящим моментом двигателя  $M_{об}$  и крутящим моментом от сил сопротивления движению  $M_c$ . Различные соотношения указанных моментов способствуют переключению передач в РК в направлении повышенной либо пониженной передачи. Эти факторы подробно рассмотрены в работе [4].

2. Внешние силы, приложенные непосредственно к блоку паразитных шестерён, с помощью которых происходит принудительный ввод или вывод из зацепления шестерён и осуществляется переключение в нужном направлении.

3. Смешанный тип переключения с использованием как внутренних, так и внешних сил.

На рис. 5 показана схема скоростей при включённой повышенной передаче в РК: 1 — шестерня, принадлежащая первичному валу, 2 — паразитная шестерня, 3 —

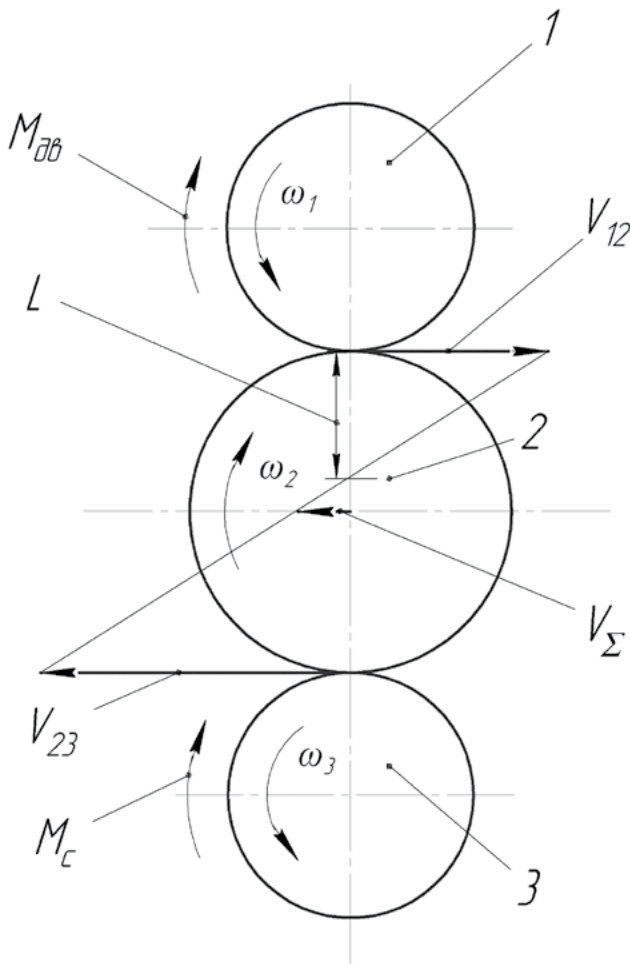


Рисунок 5. Схема скоростей при включённой повышенной передаче в РК

шестерня выходного вала с радиусами  $r_1, r_2, r_3$  и числом зубьев  $z_1, z_2, z_3$  соответственно. Рассмотрим переключение на пониженную передачу.

В механизме с двумя степенями свободы положение двух любых звеньев определяет положение третьего звена. Поэтому положение паразитной шестерни, принадлежащей водилу, а следовательно и положение самого водила при его расцеплении, обуславливается положением первичного и выходного валов. Для переключения на пониженную передачу необходимо, чтобы скорость  $V_{12}$  уменьшалась быстрее скорости  $V_{23}$ , и при этом скорость оси паразитной шестерни  $V_{\Sigma}$ , принадлежащей водилу, будет направлена по часовой стрелке относительно оси поворота водила. Крутящий момент  $M_{дв}$  в тормозном режиме и момент инерции  $I_{дв}$  двигателя приведены к промежуточному валу, момент от сил сопротивления  $M_c$  и момент инерции автомобиля  $I_a$  приведены к выходному валу РК. Момент двигателя  $M_{дв}$  и момент сопротивления  $M_c$  считаем постоянными.

При переключении в предлагаемой схеме РК за счёт внешних сил внутренние силовые факторы не всегда будут способствовать успешному переключению. Для

осуществления переключения крутящего момента на блоке промежуточных шестерён (води́ле)  $M_{нш}$ , согласно уравнению кинематики планетарного механизма [5], должно выполняться неравенство:

$$M_{нш} > M_{ex}(1 + b), \quad (2)$$

где  $M_{ex}$  — крутящий момент на входном валу РК;  $b$  — передаточное отношение шестерён входного и выходного валов: в нашем случае (рис. 3)  $b = z_3/z_{10}$  или  $b = z_4/z_{10}$  в зависимости от передачи. Более подробно кинематические и силовые зависимости описаны в работе [3]. Расчётные значения  $M_{нш}$  для автомобиля типа «Урал» с двигателем КамАЗ-740 при работе в режиме реализации максимального крутящего момента (638 Н·м) значения от 600 Н·м (V передача в КП и повышенная в РК) могут принимать до 7 700 Н·м (I передача в КП и пониженная в РК). На остановленном автомобиле либо при разомкнутом сцеплении усилие для переключения передачи обусловлено только инерционностью масс деталей и силами трения. Таким образом, становится ясно, что нецелесообразно производить переключение передач в РК только внешними силами при противодействии значительных внутренних сил, которые обусловлены большими значениями передаваемых моментов. Учитывая условия движения автомобиля (момент от сил сопротивления движению  $M_c$ ), необходимо так выбирать величину крутящего момента двигателя  $M_{дв}$ , чтобы сложение сил способствовало переключению передачи в нужном направлении.

Для переключения на пониженную передачу при  $M_c > 0$  необходимы перевод двигателя в тормозной режим  $M_{дв} < 0$  и выполнение условия  $M_{дв}/I_{дв} > M_c/I_a$ , то есть угловое ускорение двигателя должно быть больше углового ускорения маховой массы автомобиля при приведении их к одному валу. Наиболее эффективное торможение двигателем осуществляется путём перевода его в режим принудительного холостого хода, когда педаль подачи топлива полностью отпущена. При этом тормозная мощность, развиваемая двигателем, складывается из мощности механических и насосных потерь, а также мощности, затрачиваемой на привод вспомогательных

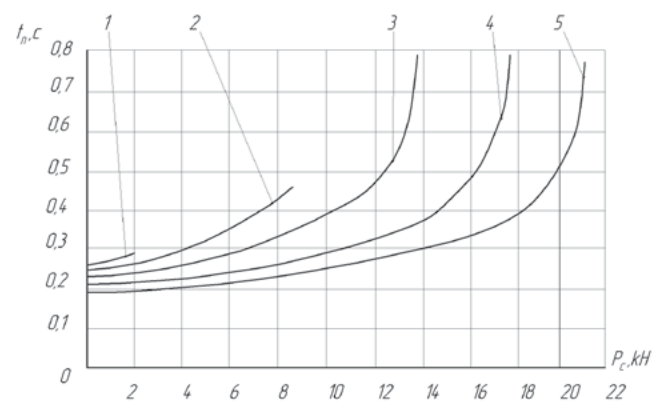


Рисунок 6. Зависимость  $t_n$  от  $P_c$  при переключении на пониженную передачу



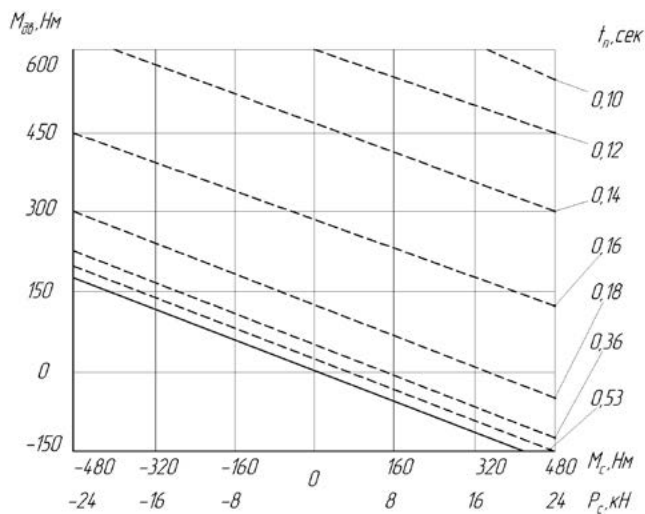


Рисунок 7. Время переключения при переключении на повышенную передачу в РК в зависимости от  $M_{об}$  и  $M_c$  ( $P_c$ )

агрегатов двигателя. Зависимость тормозного момента двигателя КамАЗ-740  $M_{об}$  от угловой скорости коленчатого вала  $\dot{\varphi}_{об}$  в интервале от 42 до 210 рад/с, аппроксимированная линейной зависимостью, аналитически выглядит следующим образом:

$$M_{об} = 20 + 0,094 (\dot{\varphi}_{об} - 42). \quad (3)$$

При угловой скорости коленчатого вала  $\dot{\varphi}_{об}$  ниже 42 рад/с тормозной момент двигателя падает до нуля, и дальнейшее торможение возможно только при отключении зажигания, что неприемлемо.

Из-за характеристики тормозного момента двигателя (3) начавшийся процесс переключения передач может быть незавершён: водило, повернувшись на некоторый угол в сторону включения пониженной передачи, может начать двигаться в сторону первоначально включённой повышенной передачи. При этом не выполняется  $M_{об}/I_{об} > M_c/I_a$ .

На рис. 6 представлены теоретические зависимости, полученные при помощи математической модели, времени переключения на пониженную передачу  $t_n$  от силы сопротивления движению автомобиля  $P_c$  при различных  $\dot{\varphi}_{об}$ , рад/с: 1) 42; 2) 65; 3) 107; 4) 160; 5) 210. Угловым скоростям коленчатого вала двигателя при включённой первой передаче в КП соответствовали следующие скорости движения автомобиля: 1,23; 1,87; 2,93 и 3,34 м/с. Тормозной момент двигателя моделировался при помощи выражения (3).

**Переключение на повышенную передачу.** На рис. 7 представлены зависимости времени переключения от комбинации  $M_{об}$  и  $M_c$  при переключении на повышенную передачу в РК. При переключении передачи на повышенную при  $M_{об} > 0$  и  $M_c > 0$ , что соответствует наиболее распространённому случаю движения, не требуется выполнения каких-либо условий. В этом случае  $M_c$  способствует переключению и сокращению времени процесса переключения передач.

Также распространённым условием при переключении является  $M_{об} > 0$  и  $M_c < 0$ , то есть при движении под уклон, когда внешние силы разгоняют автомобиль. При этом необходимым условием переключения является выполнение  $M_{об}/I_{об} > M_c/I_a$ , то есть двигатель разгоняется быстрее автомобиля.

При комбинации  $M_{об} < 0$  и  $M_c < 0$  переключение на повышенную передачу невозможно, так как водило стремится повернуться в противоположную от нужной передачи сторону.

В правой нижней области рис. 7 не выполняется условие  $M_{об}/I_{об} < M_c/I_a$ , при котором двигатель должен тормозиться медленнее автомобиля, то есть переключение становится невозможным. Переключение возможно только при комбинациях  $M_{об}$  и  $M_c$ , расположенных выше граничной линии, соответствующей равновесному состоянию паразитной шестерни. Назовём её линией равновесия паразитной шестерни. При приближении к линии равновесия время переключения за счёт только внутренних силовых факторов стремится к бесконечности. Для осуществления переключения на линии равновесия целесообразно использовать переключение передач в РК за счёт внешней силы, величина и направленность которой будут определять динамику переключения.

## ВЫВОДЫ

В исследовании представлена работа новой раздаточной коробки с изменяемым межосевым расстоянием зубчатых зацеплений в режимах переключения передач без выключения сцепления. Установлены кинематические и силовые зависимости в исследуемом способе переключения передач при расстопоренном водиле и силовом переключении в скоростных и нагрузочных режимах, характерных для грузового полноприводного автомобиля.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Трансмиссии тракторов / К.Я. Львовский, Ф.А. Черпак, И.Н. Серебряков, Н.А. Щельцин. — М.: Машиностроение, 1976. — 280 с.
2. Раздаточная коробка транспортного средства с механизмом переключения передач: патент РФ № 2011117482 / П.В. Яковлев, Г.Д. Драгунов.
3. Яковлев П.В., Драгунов Г.Д. Математическое моделирование трансмиссии автомобиля «Урал» с новой раздаточной коробкой // Транспорт Урала. — 2012. — № 1 (32). — С. 148–151.
4. Яковлев П.В., Драгунов Г.Д. Совершенствование параметров и динамических свойств трансмиссий полноприводных автомобилей-тягачей // Транспорт Урала. — 2011. — № 2 (29). — С. 101–106.
5. Проектирование полноприводных колёсных машин: учеб. для вузов: в 2 т. / Под общ. ред. А.А. Полуняна. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 640 с.