

АНАЛИЗ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН И МИРОВЫХ ТЕНДЕНЦИЙ ИХ РАЗВИТИЯ

**Ю.А. Малинников¹, С.В. Абдулов^{1,2}, А.И. Тараторкин³,
В.Б. Держанский^{1,3}, И.А. Тараторкин^{1,3}, А.А. Волков^{1,3}**

¹Курганский государственный университет, г. Курган, Россия

²Акционерное общество «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган, Россия

³Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург, Россия

В статье анализируются основные требования, предъявляемые к трансмиссиям перспективных транспортных машин, определяемые их типом, основными технико-экономическими и функциональными характеристиками. Их детализация определяет величины скоростных и силовых диапазонов, скоростную и тягово-динамическую характеристики машины; степень безразрывности потоков мощности при переключении передач; соответствие компоновочным условиям машины, предполагаемым условиям эксплуатации и масштабу производства, уровню унификации. Кроме того, к важным дополнительным требованиям отнесены: способность к диагностированию и реализации систем автоматического управления с использованием возможностей информационно-управляющей системы машины; снижение уровня затрат мощности во вращающихся элементах трансмиссии; ограничение динамической и виброакустической нагруженности; модульность конструкции с возможностью введения гасителей крутильных колебаний, шумопоглощающих устройств и замедлителей хода. В работе делается вывод о том, что обоснованный выбор кинематической схемы проектируемой трансмиссии с учетом вышеперечисленных факторов является определяющим при создании энергосиловых блоков перспективных транспортных машин, в наибольшей степени отвечающих функциональным, эксплуатационным и эргономическим требованиям. Для этого проводится анализ решения следующих важных направлений решения задач разработки трансмиссии для специальной колесной техники на ранних стадиях проектирования применительно к условиям эксплуатации на дорогах общего пользования, а также в тяжелых дорожных условиях Сибири и Дальнего Востока. Целью предлагаемого краткого обзора является обоснование выбора кинематических схем АКП в соответствии с современными тенденциями их развития. При этом решаются задачи анализа особенностей и уровня совершенства механизмов и систем переключения передач; существующей системы оценки показателей качества кинематической схемы трансмиссии; современных методов прогнозирования и обеспечения требуемого уровня динамической и виброакустической нагруженности энерго-силовых блоков транспортных машин.

Ключевые слова: анализ трансмиссий, кинематические схемы, зубчатая передача, вальная, планетарная, коробка передач.

Одной из основных задач при создании энергосиловых блоков (ЭСБ) перспективных транспортных машин (ТМ) является разработка трансмиссий, которые в зависимости от функционального назначения могут содержать технические решения, построенные на использовании различных принципов передачи и трансформации мощности. В зависимости от условий использования решаемых задач могут применяться передачи механические, гидростатические, гидродинамические, вариаторные, электромеханические, гибридные и др. В частности, для ТМ, эксплуатируемых на дорогах общего пользования Российской Федерации и в особо трудных условиях Севера, Сибири и Дальнего Востока, используются и разрабатываются все более совершенные коробки передач, включающие в себя вальные, вально-планетарные и планетарные редукторы в совокупности с гидродинамической передачей. Данное направление имеет тенденцию развития благодаря синтезу новых кинематических схем, значительному прогрессу в создании новых материалов и совершенствованию технологии изготовления деталей, а также систем и алгоритмов управления. В настоящее время лучшие серийные образцы КП являются технологически отработанными, обладают ограниченными габаритно-массовыми параметрами и имеют высокий КПД. Передаточное число в этих КП изменяется дискретно, а процесс переключения передач происходит без

остановки транспортной машины. При этом изменяется структура динамической системы, ее модальные характеристики, что может приводить к высокой динамической и виброакустической нагруженности, ограничивающей ресурс элементов и снижающей уровень комфортабельности транспортной машины.

Основные требования, предъявляемые к трансмиссиям транспортных машин

В техническом задании (ТЗ) на проектирование трансмиссии определяется ее тип, основные технико-экономические и количественные характеристики. Их детализация определяет требования, которые устанавливаются величины скоростных и силовых диапазонов, скоростную и тягово-динамическую характеристики машины (количество ступеней, нагрузочные режимы на входном и выходном валах); тип системы управления (гидравлическая, электрогидравлическая, пневматическая и др.), обеспечивающей прежде всего возможность или невозможность переключения без разрыва потока мощности, удобство и легкость управления переключением передач и т. д.; массогабаритные и инерционные параметры, соответствие компоновочным условиям машины (несущая система рамная или корпусная, взаимность расположения входных и выходных валов и др.); соответствие предполагаемым условиям эксплуатации и масштабу производства, уровню унификации. К дополнительным требованиям целесообразно отнести обеспечение требуемого ресурса, способность к диагностированию и реализации систем автоматического управления с использованием возможностей информационно-управляющей системы (ИУС) машины; снижение уровня затрат мощности во вращающихся элементах трансмиссии; ограничение динамической и виброакустической нагруженности, модульность конструкции с возможностью введения гасителей крутильных колебаний, шумопоглощающих устройств и замедлителей хода (интардеров, ретардеров). Анализ результатов исследований многих авторов, опыта разработки трансмиссий ведущими отечественными и зарубежными фирмами позволяет сделать заключение о том, что обоснованный выбор кинематической схемы проектируемой трансмиссии с учетом вышесписанных факторов является определяющим при создании энергосиловых блоков перспективных транспортных машин, в наибольшей степени отвечающих функциональным, эксплуатационным и эргономическим требованиям. Для этого в работе проводится анализ решения следующих, важных с точки зрения авторов, направлений решения задач разработки трансмиссии для специальной колесной техники на ранних стадиях проектирования применительно к условиям эксплуатации на дорогах общего пользования, а также в тяжелых дорожных условиях Сибири и Дальнего Востока.

Таким образом, целью предлагаемого краткого обзора является обоснование выбора кинематических схем АКП в соответствии с современными тенденциями их развития.

При этом решаются задачи анализа:

- особенностей и уровня совершенства механизмов и систем переключения передач;
- существующей системы оценки показателей качества кинематической схемы трансмиссии;
- современных методов прогнозирования и обеспечения требуемого уровня динамической и виброакустической нагруженности ЭСБ ТМ.

Основные параметры, характеризующие динамический процесс (быстродействие, заброс реакции и др.) во многом определяются конструкцией механизмов переключения передач и программой управления ими. За время развития конструкции трансмиссии наблюдается эволюция механизмов переключения передач от конструкции Э. Левассера [1, 2] (перемещение в осевом направлении включаемых зубчатых колес), В. Майбаха (шестерни вводятся в постоянное зацепление, а переключение передач осуществляется перемещением зубчатых муфт). В дальнейшем зубчатые муфты дополняются синхронизаторами, позволяющими переключать передачи на ходу, но характеризующимися высокой динамической нагруженностью и ограниченным ресурсом. Для обеспечения требуемого ресурса и с учетом возможностей электронных систем создаются центральные синхронизаторы (тепловой двигатель с автоматическим регулированием частоты вращения вала – разгон или торможение), а также преселекторное управление переключением передач, лежащее в основе современных DSG-трансмиссий. Данный тип трансмиссий с двумя сцеплениями нашел широкое применение прежде всего в конструкциях легковых автомобилей. Низкие требования к параметрам точности элементов системы управления при предварительном включении желаемой передачи обеспечивают наилучшие показатели экономичности и длитель-

Расчет и конструирование

ности переключения. Это способствует распространению данного типа роботизированных АКП в силовых передачах грузовых шоссейных автомобилей.

В свою очередь разработка компактных планетарных АКП обеспечивается возможностью создания механизмов переключения в виде многодисковых фрикционных элементов (муфт или тормозов). При реализации современных возможностей мехатронных систем представляется возможным регулирование процесса переключения (в частности, переключение с перекрытием во времени – включение последующей передачи при одновременном выключении предыдущей). Еще более широкие возможности управления фрикционными механизмами переключения передач обеспечиваются реализацией потенциала современных бортовых управляющих систем, особенно с учетом возможностей мониторинга состояния элементов управления и требуемых режимов движения. Тем не менее проблему снижения динамической нагруженности фрикционных элементов нельзя считать решенной. Так, в ПКП с 3, 4 и более степенями свободы представляется возможным увеличить число передач в КП до 9 и выше, но при этом возрастает число фрикционных и мощностные потери. Другим существенным недостатком является сложность построения планетарных рядов ввиду наличия крупных обводящих звеньев [3], расположенных во внешней части планетарного редуктора. Это приводит к существенным конструктивным и технологическим проблемам, связанным, например, с необходимостью нарезания зубьев на глубоких внутренних поверхностях и сложностью организации подвода рабочей жидкости к фрикционным муфтам, находящимся внутри этих обводящих звеньев. Кроме того, данные конструктивные элементы имеют значительные инерционные моменты, что приводит к возрастанию динамических нагрузок при переключении передач. В то же время одним из важных достоинств планетарных КП является многополюсность зубчатых передач, что позволяет существенно снизить уровень контактных напряжений в зацеплениях по сравнению с вальными КП при прочих равных условиях. Последние два обстоятельства делают весьма привлекательной идею создания вально-планетарных коробок передач [4, 5], которые наряду с многополюсностью зацеплений не имеют ограничений по формированию ряда передаточных чисел. При этом моменты инерции на передачах имеют незначительную величину, что положительно влияет на уровень динамической нагруженности при переходных процессах. Особенность конструкции данного типа редукторов заключается в расположении двух или более неподвижных валов вокруг центральных входного и выходного. Сглаживание переходного процесса при переключении осуществляется синхронизаторами, установленными, как правило, на центральных валах. При необходимости конструкция дополняется планетарным демультипликатором (рис. 1).

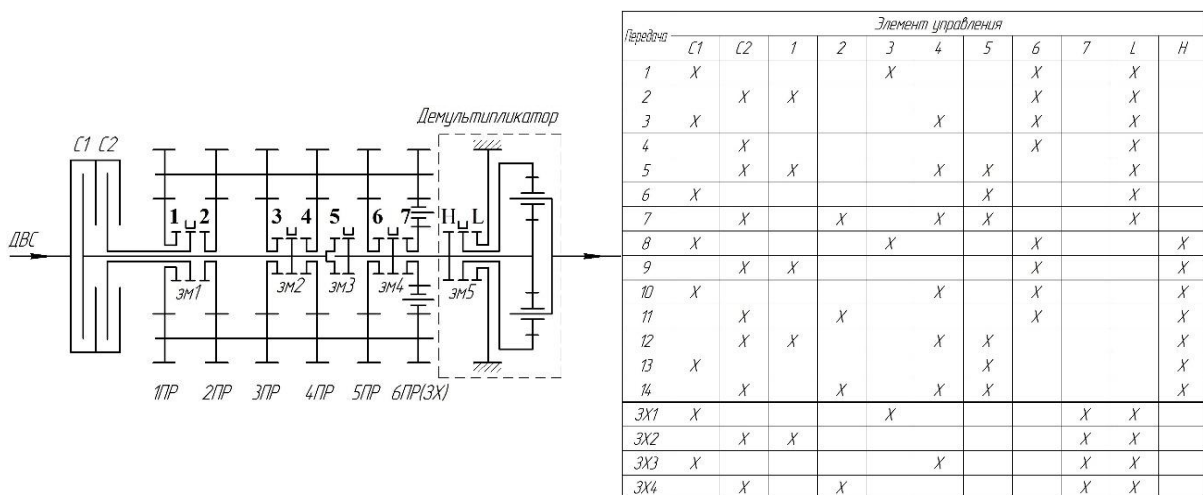


Рис. 1. Кинематическая схема и схема переключения передач по патенту US9546721B2

На рис. 1 приведена схема КП с двойным сцеплением C1 и C2, позволяющая реализовать возможность переключения передач без разрыва потока мощности от ДВС. Большой диапазон передаточных чисел обеспечивает высокое тяговое усилие при старте с места и низкий расход топлива. В усовершенствованном программном обеспечении коробки передач реализована адаптивная стратегия переключения передач. Приведенная схема автоматической коробки пе-

редач имеет два промежуточных вала, шесть планетарных рядов (ПР), пять зубчатых муфт (ЗМ) и демультпликатор, установленный на выходе коробки передач в виде планетарного редуктора, который служит для обеспечения двух диапазонов передач переднего хода. Применение двух промежуточных валов помогает уменьшить межцентровое расстояние, ширину зубчатого венца, а также облегчить вес. При использовании конструкции с двумя промежуточными валами шестерни разных передач должны одновременно зацепляться с шестернями двух промежуточных валов.

Основные преимущества данного типа трансмиссий могут быть реализованы в рамных конструкциях колесных машин, эксплуатируемых при удовлетворительных дорожно-грунтовых условиях. Для корпусных машин возможность установки таких трансмиссий ограничена продольными габаритными размерами. При эксплуатации в сложных дорожно-грунтовых условиях предпочтительным по вышеперечисленным основаниям является применение АКП, в состав которых входят планетарный редуктор, гидродинамический трансформатор момента и гидрозамедлитель [6]. Вопросам выбора схем, практического проектирования посвящены многие работы представителей белорусской школы создания конструкций трансмиссий колесных тягачей, шоссейных грузовиков и самосвалов особо большой грузоподъемности [7, 8]. В России (СССР) выпускались 2-, 3- и 4-ступенчатые ГМТ ЛАЗ-НАМИ, 4–6-ступенчатые ГМТ для гусеничных машин – снегоболотоходов ТМ–120 – ТМ–140. В республике Беларусь МЗКТ выпускал ГМТ по кинематическим схемам VT General Motors, а также Allisson 4700, число передач в которых составляло 6+1. В работе В.Б. Альгина [3] приведен анализ кинематических схем ПКП ГМТ ТМ ведущих мировых лидеров: США, ФРГ, Южной Кореи, Японии и др. Анализ производился по четырем основным и двум дополнительным параметрам. В качестве основных параметров приняты число степеней свободы, число планетарных рядов, число передач и число механизмов управления переключением передач. К дополнительным параметрам оценки эффективности относятся показатели компактности и структурной сложности. Опыт создания новых конструкций ПКП и результаты исследования показывают необходимость реализации требований, перечисленных выше.

Выбор кинематических схем ПКП ТМ на основе анализа мировых тенденций развития конструкций

Как изложено выше, основными тенденциями развития кинематических схем ПКП являются увеличение числа степеней свободы до 4, сокращение числа планетарных рядов и элементов управления переключением передач, а также ряда других свойств. Всё это обеспечивает максимальное значение комплексного показателя качества коробки передач, учитывающего коэффициенты компактности, долговечности (нагруженности), экономичности (с учетом пробегов на передачах), диапазона передаточных чисел и функциональности (учитывающего отклонения от идеального ряда). Высокое значение показателя качества обеспечивается уменьшением габаритов, потерь мощности, минимизацией числа элементов управления, в частности, путем замены фрикционных муфт зубчатыми (синхронизация и регулирование частоты вращения вала двигателя и момента – синтез центрального синхронизатора), а фрикционных тормозов – механизмами свободного хода (МСХ). Благодаря этому и в соответствии с мировой тенденцией развития конструкций число передач в перспективных ГМТ должно быть не менее 6–8 при уменьшении знаменателя геометрической прогрессии до 1,25.

По данным анализа [3] наиболее эффективной схемой ПКП является конструкция ZF YHR (патент US8206257(B-2)). Несмотря на высокий показатель компактности, применимость данной кинематической схемы ограничена применением на машинах, у которых валы двигателя и входной трансмиссии расположены на различных уровнях, и допускает введение дополнительного входного редуктора. Причиной этого является то, что входной и выходной валы являются не соосными.

Достоинством конструкции Alisson (патент US2017067544(A1)) является меньшее количество фрикционных муфт благодаря высокому значению числа степеней свободы (четыре), что в свою очередь ухудшает показатель структурной сложности конструкции, при этом улучшая компоновку. В настоящее время в конструкции трансмиссии МЗКТ используется 6-ти ступенчатая ПКП, имеющая три планетарных ряда, пять фрикционных элементов и гидрозамедлитель (патент RU184458U1).

Расчет и конструирование

Известна схема трансмиссии, синтезированная в МГТУ им. Н.Э. Баумана [9] (рис. 2). Данная схема при трех степенях свободы, четырех планетарных рядах, шести фрикционных элементах управления соответствует основным мировым тенденциям развития конструкций ПКП, обеспечивая девять передач переднего хода и одну передачу заднего хода. Большое передаточное отношение на первой передаче обеспечивает движение транспортной машины в сложных дорожных условиях без гидротрансформатора, т. е. с более высоким КПД. Недостатком данной кинематической схемы является большое значение параметра K планетарных рядов, что влечет за собой увеличение габаритных размеров. Кроме того, применительно к дорожно-строительным машинам необходимо введение дополнительных передач заднего хода либо полное реверсирование переднего хода, что приведет к неоправданному усложнению конструкции и увеличению массы машины.

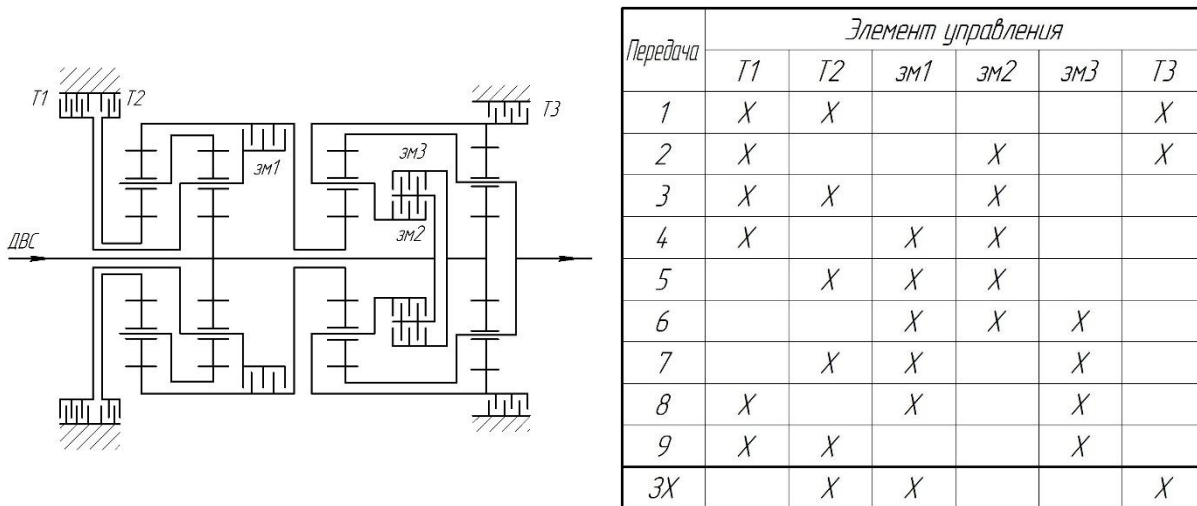


Рис. 2. Кинематическая схема трансмиссии KATE R932 и таблица переключения передач

Дальнейшее развитие данной схемы, реализованное в шестиступенчатой трансмиссии АО «СКБМ» (патент RU2280792C2, рис. 3) [10], позволило исключить вышеперечисленные недостатки. При этом шесть передач переднего хода, две передачи заднего хода также при трех степенях свободы обеспечиваются конструкцией, включающей три планетарных ряда с меньшим значением параметра K и пять элементов управления.

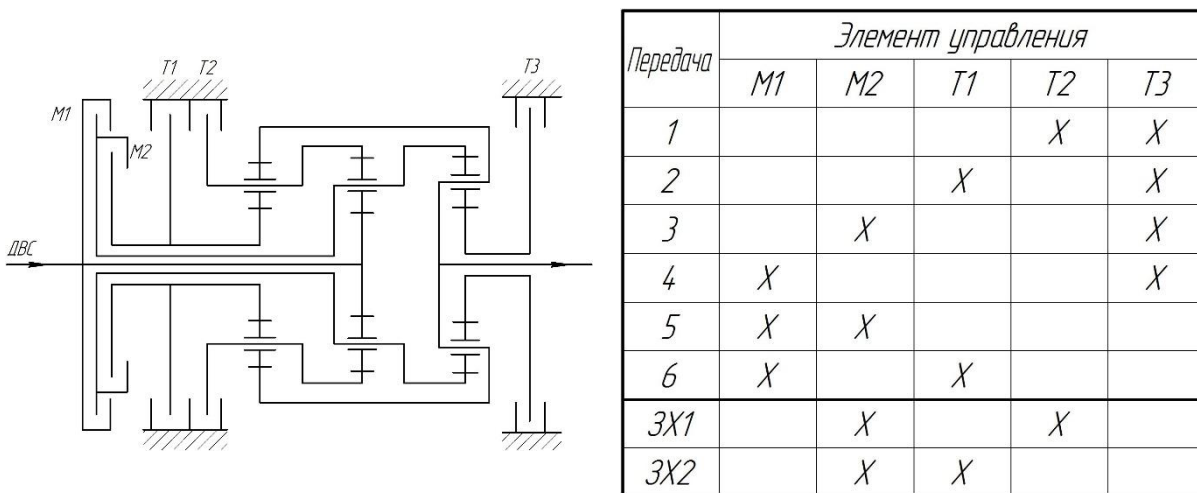
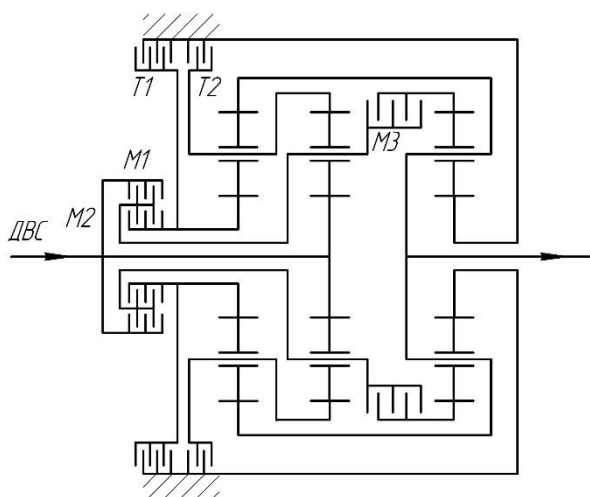


Рис. 3. Кинематическая схема трансмиссии по патенту RU2280792C2 и таблица переключения передач

Эта трансмиссия имеет три планетарных ряда, два фрикциона и три тормоза. Тормоз Т3 включен на всех передачах кроме 5-й и 6-й, т. е. является высоконагруженным, что в свою очередь приводит к увеличению размеров и количества фрикционных дисков. При этом в выключенном состоянии тормоза Т3, солнечная шестерня третьего планетарного ряда (в том числе и фрикционные диски тормоза) имеют повышенную частоту вращения. Вследствие этого реализация данной схемы при разработке трансмиссий большой мощности приводит к недопустимому увеличению частоты вращения и линейной скорости фрикционных дисков данного тормоза выше допустимого, что увеличивает потери и ограничивает ресурс.

Для устранения этого недостатка предложена схема по патенту (патент RU2690653С1, рис. 4) [11], в котором фрикционный тормоз заменен на фрикционную муфту М3, расположенную между планетарными рядами. Это усложняет подачу рабочей жидкости в систему гидроуправления муфтой. Другим недостатком данной схемы являются большие размеры и момент инерции детали, объединяющей эпицикл первого планетарного ряда с водилом третьего планетарного ряда. Влияние момента инерции требует отдельного внимания при оценке динамической нагруженности трансмиссии на установившихся и переходных режимах движения.



Передача	Элемент управления				
	М1	М2	М3	Т1	Т2
1			X		X
2			X	X	
3		X	X		
4	X		X		
5	X	X			
6	X			X	
3X1		X			X
3X2		X		X	

Рис. 4. Кинематическая схема трансмиссии по патенту RU2690653С1 и таблица переключения передач

Приведенные результаты показывают многовариантность принятия решений по выбору кинематических схем КП в зависимости от условий предстоящей эксплуатации машин. В отдельных случаях (дороги общего назначения) могут эффективно использоваться вально-планетарные передачи, в других условиях (тяжелых) предпочтительным является использование ПКП с ГТ. Следует отметить, что в случае отсутствия ограничений по массогабаритным параметрам, при наличии отработанных конструкторских и технологических решений в условиях существующего производства аналогичных конструкций, с минимальными затратами на его подготовку, может быть реализована менее совершенная схема трансмиссии, например шестиступенчатая (6+2) планетарная трансмиссия с демультипликатором на выходе, содержащая пять (3+2) планетарных рядов при шести (4+2) фрикционах управления (рис. 5).

Схема данной трансмиссии реализована и освоена отечественной промышленностью, используется в конструкциях серийно выпускаемых гусеничных снегоболотоходах ТМ-140, эффективно обеспечивая требования подвижности и долговечности. Применение данной схемы с учетом вышеприведенного обстоятельства представляется целесообразным для разрабатываемой трансмиссии колесных машин, эксплуатируемых в условиях Сибири и Крайнего Севера, а также приравняемых к ним районах. Таким образом, авторы полагают, что при решении конкретных задач для определенной транспортной машины приведенные результаты краткого анализа раз-

Расчет и конструирование

личных схем позволят обоснованно принять эффективное решение по выбору кинематических схем КП в зависимости от условий предстоящей эксплуатации машин.

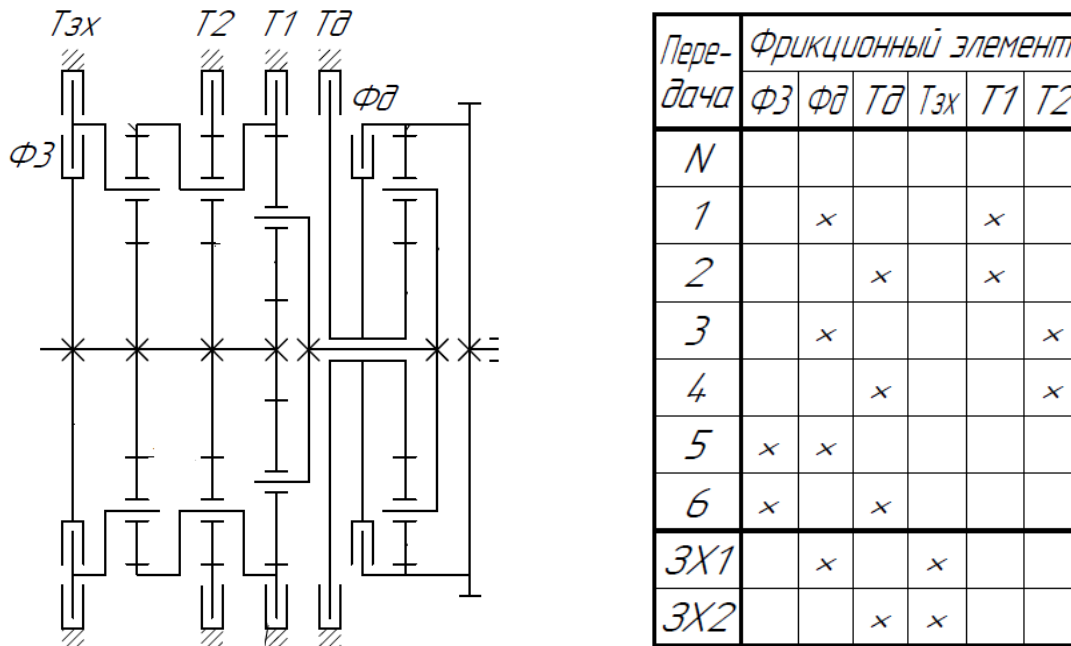


Рис. 5. Кинематическая схема и карта трансмиссии ТМ-140 и таблица переключения передач

Прогнозирование и снижение динамической и виброакустической нагруженности трансмиссий на ранних стадиях проектирования

Эксплуатация существующих и испытания опытных образцов перспективных машин свидетельствуют о высокой динамической нагруженности трансмиссий, ограничивающей долговечность деталей, в частности, валов, шестерён, элементов управления – фрикционов, синхронизаторов, зубчатых муфт и деталей, сопрягаемых с ними [12]. В связи с этим важной тенденцией развития конструкций трансмиссий транспортных машин и методов их проектирования является необходимость разработки и применения современных подходов, учитывающих жесткие массогабаритные ограничения, повышенные требования к функциональным, а также виброакустическим и эргономическим показателям. Для этого разрабатываются программно-аппаратные комплексы, в основе которых лежат современные математические методы оптимизации, прежде всего упругих и инерционных параметров динамических систем при обеспечении приемлемого уровня нагруженности.

Применение новых технических решений обеспечивает повышение удельных мощностных показателей силовых передач. Одновременно с этим начинают проявляться динамические эффекты, которым ранее не уделялось должное внимание. К таковым явлениям можно отнести эффекты термоупругой неустойчивости [13, 14] и возникновение параметрических резонансов во фрикционных дисках, феномен «конфликт задач» в мехатронных системах, «эффект Бонанса» и многие другие [15, 16].

Комплексное решение задачи снижения динамической и виброакустической нагруженности трансмиссий на ранних стадиях проектирования с учетом перечисленных выше явлений возможно при реализации методов модального представления механических систем, в том числе и при решении задач управления. Для решения низкочастотных задач используются твердотельные динамические модели, а при решении высокочастотных задач, в том числе виброакустических, элементы конструкции динамических систем представляются в виде распределенных масс [17–21]. Современные CAE, CAD-программные пакеты в совокупности с уникальным исследовательским оборудованием позволяют разрабатывать различной степени сложности модели в частности трансмиссий, на новом, не достижимом ранее уровне – твердотельные мультидисциплинарные

модели, конечно-элементные, конечно-разностные и др., описывающие с высокой степенью адекватности механические, газогидродинамические, тепловые процессы различных сложных систем, в том числе и мехатронных [22].

Заключение. Таким образом, в результате выполненного анализа тенденций в развитии схем трансмиссий транспортных машин на основе предъявляемых к ним требований с учетом современных направлений обеспечения требуемого уровня динамической и виброакустической нагруженности можно сформулировать следующие основные выводы:

1. Тип трансмиссии во многом определяется конструкцией несущей системы и условиями эксплуатации. Для транспортных машин, эксплуатируемых в особо трудных условиях, предпочтительно использовать ГМТ, включающую планетарную коробку передач, имеющую не менее 3 степеней свободы, не более 3 планетарных рядов при минимизации количества фрикционных элементов управления.

2. В последнее время наблюдается значительная активность ведущих мировых производителей по разработке вально-планетарных АКП, таких как ZF, Allison Transmission и ПАО КамАЗ. Для машин с рамной конструкцией несущей системы, эксплуатируемых в относительно нетрудных условиях, возможна реализация вально-планетарных конструкций с преселекторным управлением переключением передач.

3. При разработке перспективных трансмиссий необходимо применять современные методы и методики расчета динамической и виброакустической нагруженности на основе их модального представления в широком диапазоне частот.

Литература

1. Хельдт, П.М. *Автомобильные сцепления и коробки передач* / П.М. Хельдт; пер. с англ. – М.: Машигиз, 1947. – 328 с.

2. Филичкин, Н.В. *Коробки передач самоходных машин, работающих без разрывов потока мощности при переключении передач* / Н.В. Филичкин, В.А. Пермяков // *Многоцелевые гусеничные и колесные машины: актуальные проблемы теории и практики, научная работа и образование (26–27 октября 2004 г.)*; сборник трудов международной научно-практической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения Николая Леонидовича Духова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005. – 147 с.

3. Кузнецов, Е.В. *Определение тенденций развития многоступенчатых гидромеханических трансмиссий с использованием патентных ландшафтов и их расчетный анализ* / Е.В. Кузнецов, В.Б. Альгин // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2018. – № 2 (43). – С. 5–16.

4. Patent No.: US9546721B2 *United States Patent Transmission for vehicle and method for operation of a transmission* / Ch. Mittelberger, S. Blattner, B. Hunold et al. – No. 14/525304; 2017. – 27 p.

5. Patent No.: US8561493B2 *United States Patent Automated multi-group transmission of a motor vehicle and method for operating an automated multi-group transmission* / R. Hoffmann. – Appl. No. 13/132870. – 2013. – 14 p.

6. Algin, V. *Models and approaches in design and diagnostics of vehicles planetary transmissions* / V. Algin, M. Ishin, S. Paddubka // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. – 2018. – No. 012042. – 1 p.

7. Балабенко, Д.С. *Моделирование переходного процесса гидромеханической передачи с блоком взаимодействующих фрикционов* / Д.С. Балабенко, В.Б. Альгин // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2019. – № 3 (64). – С. 5–14.

8. Балабенко, Д.С. *Особенности конструкции и рабочего процесса блока взаимодействующих фрикционов гидромеханической трансмиссии* / Д.С. Балабенко, В.Б. Альгин // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2019. – № 1 (43). – С. 19–29.

9. Селифонов, В.В. *Патент 2324850 РФ. Планетарная коробка передач* / В.В. Селифонов, А.В. Круташов, Е.Е. Баулина. – № 2006131154/11; заявл. 30.08.2006; патентообладатель: ГОУ ВПО Московский государственный технический университет «МАМИ», 2008. – № 14.

10. Никонов, А.И. *Патент 2280792 РФ. Коробка передач* / А.И. Никонов, В.А. Печенкин, С.В. Гаев и др. – № 2004116297/11; заявл. 28.05.2004; патентообладатель ОАО «Специальное конструкторское бюро машиностроения». – 2006. – № 21.

Расчет и конструирование

11. Евтодеев, Ю.Л. Патент 2690653 РФ. Коробка передач / Ю.Л. Евтодеев, С.В. Гаев, Ю.А. Захаров и др. – № 2018115587; заявл. 25.04.2018; патентообладатель ОАО «Специальное конструкторское бюро машиностроения». – 2019. – № 16.
12. Тараторкин, А.И. Динамическая нагруженность фрикционных элементов трансмиссий транспортных машины / А.И. Тараторкин, В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2013. – № 9. – С. 181–200.
13. Yeo, T. Finite element analysis of the stability of static thermoelastic contact / T. Yeo, J.R. Barber // *J. Thermal Stresses*. – 1996. – Vol. 19. – P. 169–184.
14. Zagrodzki, P. Nonlinear transient behavior of a sliding system with frictionally excited thermoelastic instability / P. Zagrodzki, K.B. Lam, E. Al-Bahkali et al. // *ASME J. Tribology*. – 2001. – Vol. 123. – P. 699–708.
15. Тараторкин, А.И. Прогнозирование и снижение динамической и виброакустической нагруженности энергосиловых блоков колесных и гусеничных машин на основе совершенствования модальных свойств / А.И. Тараторкин. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2021. – 200 с.
16. Taratorkin, A. Improving the Quality of Transmission Shifting Transients Due to Controlling Torque Redistribution / A. Taratorkin, V. Derzhanskii, I. Taratorkin // *Journal of Vibration Engineering & Technologies*. – 2020. – Vol. 8, iss. 3. – P. 431–441. DOI: 10.1007/s42417-019-00183-4.
17. Тольский, В.Е. Экспериментальное исследование вибрации автомобилей при работе двигателя внутреннего сгорания (часть 1) / В.Е. Тольский // *Труды НАМИ*. – 2015. – № 263. – С. 5–24.
18. Тольский, В.Е. Расчетно-экспериментальное исследование вибрации грузового автомобиля / В.Е. Тольский, Г.В. Латышев // *Труды НАМИ*. – 2015. – № 262. – С. 4–15.
19. Ewins, D.J. *Modal Testing: Theory, Practice and Application. Second edition* / D.J. Ewins. – England: Research Studies Press Ltd. – 2000. – 562 p.
20. Heylen, W. *Modal Analysis Theory and Testing* / W. Heylen, S. Lammens, P. Sas. – Belgium: Katholieke Universiteit Leuven. – 1997. – 160 p.
21. Cai, Y. Simulation on the rotational vibration of helical gears in consideration of the tooth separation phenomenon (a new stiffness function of helical involute tooth pair) / Y. Cai // *Journal of Mechanical Design*. – 1995. – Vol. 117.3. – P. 460–469.
22. *The Automotive Transmission Book* / R. Fischer, F. Küçükay, G. Jürgens et al. – Springer International Publishing. – 2015. – 355 p. DOI 10.1007/978-3-319-05263-2.

Малинников Юрий Алексеевич, аспирант, кафедра «Гусеничные машины и прикладная механика», Курганский государственный университет, г. Курган, yurikmalinnikov32989@gmail.com.

Абдулов Сергей Владимирович, кандидат технических наук, исполнительный директор, акционерное общество «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган, доцент, Курганский государственный университет, г. Курган, sincora2004@mail.ru.

Тараторкин Александр Игоревич, кандидат технических наук, научный сотрудник, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург, alexander_tar@mail.ru.

Держанский Виктор Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой, Курганский государственный университет, г. Курган, ведущий научный сотрудник, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург, dvb_47@mail.ru.

Тараторкин Игорь Александрович, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург, профессор, Курганский государственный университет, г. Курган, ig_tar@mail.ru.

Волков Александр Александрович, кандидат технических наук, программист, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург, доцент, Курганский государственный университет, г. Курган, al_volkov14@mail.ru.

Поступила в редакцию 21 июля 2022 г.

ANALYSIS OF MULTI-STAGE TRANSMISSIONS OF TRANSPORT VEHICLES AND GLOBAL TRENDS IN THEIR DEVELOPMENT

Yu.A. Malinnikov¹, *yurikmalinnikov32989@gmail.com*

S.V. Abdulov^{1,2}, *sincopa2004@mail.ru*

A.I. Taratorkin³, *alexander_tar@mail.ru*

V.B. Derzhanskiy^{1,3}, *dvb_47@mail.ru*

I.A. Taratorkin^{1,3}, *ig_tar@mail.ru*

A.A. Volkov^{1,3}, *volkov14@mail.ru*

¹*Kurgan State University, Kurgan, Russian Federation*

²*Joint-stock Company "Special design Bureau of machine building", Kurgan,
Russian Federation*

³*Institute of Engineering Science Ural Branch RAS, Yekaterinburg, Russian Federation*

The article analyzes the main requirements for transmissions of promising transport vehicles, determined by their type, main technical– economic and functional characteristics. Their detailing determines the values of the speed and power ranges, the speed and traction-dynamic characteristics of the machine; the type of control system that provides the possibility or impossibility of switching without interrupting the power flow, convenience and ease of gearshift control, etc.; mass-dimensional and inertial parameters, compliance with the layout conditions of the machine; compliance with the expected operating conditions and the scale of production, the level of unification. In addition, important additional requirements include the ability to diagnose and implement automatic control systems using the capabilities of the information and control system of the machine; reducing the level of power consumption in rotating transmission elements; limiting dynamic and vibro–acoustic loading, modularity of the design with the possibility of introducing torsional vibration dampers, noise-absorbing devices and retarders. The paper concludes that a reasonable choice of the kinematic scheme of the projected transmission, taking into account the above factors, is decisive when creating power-generating units of promising transport vehicles that best meet functional, operational and ergonomic requirements. For this purpose, the analysis of the solution of the following important areas of solving the problems of developing a transmission for special wheeled vehicles at the early stages of design in relation to operating conditions on public roads, as well as in severe road conditions in Siberia and the Far East. The purpose of the proposed brief review is to substantiate the choice of kinematic automatic transmission circuits in accordance with current trends in their development. At the same time, the tasks of analyzing the features and level of perfection of gearshift mechanisms and systems are solved; the existing system for assessing the quality indicators of the kinematic transmission scheme; modern methods of forecasting and ensuring the required level of dynamic and vibroacoustic loading of energy-power units of transport vehicles.

Keywords: transmission analysis, kinematic schemes, gear, shaft, planetary, gearbox.

References

1. Hel'dt P.M. *Avtomobil'nye scepneniya i korobki peredach*. [Automotive clutches and gearboxes] Moscow. Mashgiz, 1947. 328 p.

2. Filichkin N.V., Permjakov V.A. *Korobki peredach samohodnyh mashin, rabotajushhih bez razryvov potoka moshhnosti pri pereklyuchenii peredach* [Gearboxes of self-propelled machines operating without power flow interruptions when shifting gears] / *Mnogocelvye gusenichnye i kolesnye mashiny: aktual'nye problemy teorii i praktiki, nauchnaja rabota i obrazovanie (26–27 oktjabrja 2004 g.)*: Sbornik trudov mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii, posvjashhennoj 100-letiju so dnja rozhdenija N.L. Duhova. [Multi-purpose tracked and wheeled vehicles: topical problems of theory and practice, scientific work and education (October 26–27, 2004): Proceedings of the international sci-

entific and practical conference dedicated to 100-anniversary of the birth of N.L. Dukhov]. Chelyabinsk: SUSU Publishing House, 2005. 147 p.

3. Kuznecov E.V., Al'gin V.B. [Determination of Trends in the Development of Multistage Hydromechanical Transmissions Using Patent Landscapes and Their Computational Analysis] *Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials*. 2018. no. 2 (43). pp. 5–16. (in Russ).

4. Mittelberger Ch., Blattner S., Hunold B., Lubke E., Kaltenbach J. *Transmission for vehicle and method for operation of a transmission*: Patent US9546721B2 United States Patent. Appl. no. 14/525304, 2017. 27 p.

5. Hoffmann R. *Automated multi-group transmission of a motor vehicle and method for operating an automated multi-group transmission*. Patent US8561493B2 United States Patent. Appl. no. 13/132870, 2013. 14 p.

6. Algin V., Ishin M., Paddubka S. Models and approaches in design and diagnostics of vehicles planetary transmissions. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2018. no. 012042. 1 p.

7. Belabenko D.S., Al'gin V.B. [Modeling of the transient process of hydromechanical transmission with a block of interacting clutches] *Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials*. 2019. no. 3 (64). pp. 5–14. (in Russ)

8. Belabenko D.S., Al'gin V.B. [Features of the design and working process of the block of interacting friction clutches of hydromechanical transmission] *Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials*. 2019. no. 1 (43). pp. 19–29. (in Russ).

9. Selifonov V.V., Krutashov A.V., Baulina E.E. *Planetarnaya korobka peredach*. [Planetary gearbox]. Patent 2324850 RF. no. 2006131154/11; dec. 08/30/2006; patent holder: GOU VPO Moscow State Technical University “MAMI”, publ. May 20, 2008, Bull. no. 14.

10. Nikonov A.I., Pechenkin V.A., Gaev S.V., Evtodeev Yu.L., Zakharov Yu.A., Nefedov N.V. *Korobka peredach* [Transmission]. Patent 2280792 RF. no. 2004116297/11; dec. 05/28/2004; patent holder JSC “Special Design Bureau of Mechanical Engineering” publ. July 27, 2006, bull. no. 21.

11. Evtodeev Yu.L., Gaev S.V., Zakharov Yu.A., Krotov I.A., Marinin S.N., Abdulov S.V. *Korobka peredach* [Gearbox]. Patent 2690653 RF. no. 2018115587; dec. 04/25/2018; patent holder JSC “Special Design Bureau of Mechanical Engineering” publ. 2019, bull. no. 16.

12. Taratorkin A.I., Derzhanskii V.B., Taratorkin I.A. [Dynamic loading of friction elements of transmissions of transport vehicles] *Science and education: scientific edition of MSTU im. N.E. Bauman*, 2013. no 9. pp. 181–200. (in Russ).

13. Yeo T., Barber J.R. Finite element analysis of the stability of static thermoelastic contact, *J. Thermal Stresses*, 1996, vol. 19, pp. 169–184.

14. Zagrodzki P., Lam K.B., Al-Bahkali E., Barber J.R. Nonlinear transient behavior of a sliding system with frictionally excited thermoelastic instability, *ASME J. Tribology*, 2001. vol. 123, pp. 699–708.

15. Taratorkin A.I. *Prognozirovaniye i snizheniye dinamicheskoy i vibroakusticheskoy nagruzhennosti jenergosilovykh blokov kolesnykh i gusenichnykh mashin na osnove sovershenstvovaniya modal'nykh svoystv* [Prediction and reduction of dynamic and vibroacoustic loading of energy-power blocks of wheeled and tracked vehicles based on the improvement of modal properties]. Kurgan: Publ. Kurgan State University, 2021. 200 p.

16. Taratorkin A., Derzhanskii V., Taratorkin I. Improving the Quality of Transmission Shifting Transients Due to Controlling Torque Redistribution. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*. 2020. vol. 8, iss. 3. pp. 431–441. DOI: 10.1007/s42417-019-00183-4.

17. Tolsky V.E. [Experimental study of vehicle vibration during the operation of an internal combustion engine (part 1)] *Proceedings of NAMI*. 2015. no. 263. pp. 5–24. (in Russ).

18. Tolsky V.E., Latyshev G.V. [Calculation-experimental study of truck vibration] *Proceedings of NAMI*. 2015. no. 262. pp. 4–15. (in Russ).

19. Ewins D.J. *Modal Testing: Theory, Practice and Application*. Second edition. England: Research Studies Press Ltd. 2000. 562 p.

20. Heylen W. & Lammens, Stefan, & Sas. Paul. *Modal Analysis Theory and Testing*. Belgium: Katholieke Universiteit Leuven. 1997. 160 p.

21. Cai Y. Simulation on the rotational vibration of helical gears in consideration of the tooth separation phenomenon (a new stiffness function of helical involute tooth pair). *Journal of Mechanical Design*. 1995, vol. 117.3, pp. 460–469.

22. Fischer R., Küçükay F., Jürgens G., Najork R., Pollak B. *The Automotive Transmission Book*. Springer International Publishing, 2015, 355 p. DOI: 10.1007/978-3-319-05263-2.

Received 21 July 2022

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Анализ многоступенчатых трансмиссий транспортных машин и мировых тенденций их развития / Ю.А. Малинников, С.В. Абдулов, А.И. Тараторкин и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2022. – Т. 22, № 3. – С. 52–63. DOI: 10.14529/engin220305

FOR CITATION

Malinnikov Yu.A., Abdulov S.V., Taratorkin A.I., Derzhanskiy V.B., Taratorkin I.A., Volkov A.A. Analysis of multi-stage transmissions of transport vehicles and global trends in their development. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2022, vol. 22, no. 3, pp. 52–63. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin220305
