

УДК 623.437.3.093; 629.03; 629.36

doi:10.18720/SPBPU/2/id-120

Р.Ю. Добрецов¹, Н.Н. Демидов², А.А. Красильников³, А.Г. Семенов⁴

ПРЕСЕЛЕКТИВНАЯ КОРОБКА ПЕРЕДАЧ ДЛЯ ТРАНСМИССИЙ СТРОИТЕЛЬНЫХ И СПЕЦИАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН



¹Роман Юрьевич Добрецов, д.т.н., доцент,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-7785, E-mail: dr-idpo@yandex.ru



²Николай Николаевич Демидов, к.т.н., доцент,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-7785, E-mail: ndemidov51@mail.ru



³Андрей Александрович Красильников, к.т.н., доцент,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-7785, E-mail: a_kr36@mail.ru



⁴Александр Георгиевич Семенов, к.т.н., доцент,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-7785, E-mail: 00.agent.007@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрена кинематическая схема вальной коробки передач, позволяющая реализовать алгоритм выбора передачи, предусматривающий гибкую стратегию управления переключением, нехарактерную для традиционных DSG. Описаны основные конструктивные особенности новой коробки передач. Приведены характеристики семейства кинематических схем, к которому относится рассматриваемая коробка передач.

Ключевые слова: автоматическая трансмиссия, скорость переключения, роботизированная вальная коробка передач, трансформирующий механизм.

Введение

Современные преселективные коробки передач Direct-Shift Gearbox (DSG) [1] могут конкурировать с автоматическими гидромеханическими планетарными трансформирующими механизмами по топливной экономичности, расходу масла, массогабаритным характеристикам, скорости переключения, простоте и технологичности конструкции. Однако принцип построения редукторной части DSG позволяет переключаться лишь последовательно на заранее подготовленную передачу: не предусмотрена возможность пропуска передачи, при переключении могут возникать рывки. Для увеличения скорости переключения с передачи n выгодно иметь две подготовленные передачи: смежную повышенную $n+1$ и смежную пониженную $n-1$. Однако бинарная логика традиционной DSG это исключает. Сам же по себе принцип известен и реализован, например, в трансмиссии [2]. Данное решение имеет свои недостатки – усложнение конструкции, увеличение масс коробки передач. Пропуск передач при переключении остается нереализуемым.

Переключение передач без разрыва потока мощности в сочетании с автоматизацией управления трансформирующим механизмом – задача актуальная для строительной, транспортной и специальной техники. Большие крутящие моменты, характерные для трансмиссий таких машин, затрудняют масштабирование конструкции DSG и использование подобных коробок передач на специальной технике. Таким образом, поиск новых принципов построения коробок передач с преселективным переключением, адаптированных для работы на строительной и специальной технике, является актуальной проблемой.

Цель работы

Целью работы является создание вальных ступенчатых трансформирующих механизмов, реализующих переключение передач без разрыва потока мощности, способных работать в составе механических и гидромеханических трансмиссий строительных и специальных транспортных машин.

Объект исследования

В работе рассматривается семейство преселективных коробок передач с параллельными грузовыми/промежуточными валами.

Методы

Методологическая основа данного исследования – принципы и методы, характерные для теории колесных и гусеничных машин, расчета и конструирования деталей, узлов и агрегатов трансмиссий, основы теоретической механики и математического анализа.

Результаты

При поиске вариантов кинематической схемы коробки передач были заложены следующие положения.

1. Переключение передач производится на всех режимах переднего и заднего хода без разрыва потока мощности.

2. Изделие разрабатывается для эксплуатации на строительных и специальных транспортных машинах, для которых характерен широкий диапазон изменения сопротивления внешней среды и специфические требования по обеспечению минимальной скорости движения.

3. Изделие преимущественно работает под контролем цифровой системы управления, однако сохраняется и режим управления оператором.

4. На машине, для которой разрабатывается изделие, установлен современный дизельный двигатель с цифровой системой управления.

5. Изделие может входить в состав однопоточной механической или гидромеханической трансмиссии с комплексным гидротрансформатором.

6. Редукторная часть должна позволять реализовать преселективный алгоритм выбора передач, допускать переключение «вниз» и «вверх» с пропуском передачи и допускать трогание с места не на первой передаче.

Требованию положения 1 удовлетворяют планетарные коробки передач [3], вальные коробки с сухим сдвоенным сцеплением (DSG) и классическими синхронизаторами [1, 2], вальные коробки передач с индивидуальным включением режимов с помощью фрикционных элементов управления (ФЭУ) [4].

Положение 2 позволяет не прибегать к тяговому расчету с целью определения числа передач, а исходить из известных закономерностей: для строительных и специальных машин характерно наличие двух-трех технологических передач (минимальная скорость на первой передаче не превышает скорости пешехода, если иное не обусловлено дополнительными требованиями) и 4-7 передач транспортного назначения. «Технологический» и «транспортный» диапазоны могут перекрываться [4]. Принцип разбивки передач на данном этапе нас не интересует. Итого, число передач прямого хода не превышает девяти, число передач заднего хода не превышает трех. Для трансмиссий строительных и специальных машин характерны большие значения передаваемого крутящего момента. Это делает предпочтительным использование дисковых муфт, работающих в масле.

Положение 3 позволяет сохранить число передач прямого хода более семи (тенденции современного рынка автоматических трансмиссий оче-

видны: число передач определяется не требованиями тягового расчета, а соображениями топливной экономичности и может составлять 8-12). При реализации алгоритмов ручного управления часть передач придется, по-видимому, сделать для водителя недоступными (опыт эксплуатации быстросходных гусеничных машин показал, что при ручном переключении число передач прямого хода не должно превышать семи). Приводы ФЭУ должны обеспечивать качественную работу под контролем цифровой системы управления – то есть следует предусмотреть электромеханическое или электрогидравлическое управление. Учитывая положение 1, выбор делается в пользу электрогидравлических систем с возможностью управления буксованием ФЭУ [5-8] (замкнутые или следящие системы управления силой сжатия пакета дисков на основе принципа широтно-импульсной модуляции давления в гидроприводе).

Положение 4 обязывает предусмотреть возможность совместной работы электронных блоков управления двигателем и трансмиссией, интеграции их в бортовую сеть CAN. Современные двигатели (в частности, семейство ЯМЗ-500) характеризуется наличием «широкой полки» постоянного крутящего момента. Этому диапазону частот соответствует и «полка» максимальной экономичности. При наличии девяти передач прямого хода представляется возможным распределить передаточные отношения так, чтобы на большинстве режимов двигатель работал с минимальным расходом топлива.

Наличие гидротрансформатора (положение 5) поможет увеличить плавность работы трансмиссии, реализовать часть работы буксования в моменты переключения режимов, изменит значения передаточных отношений ступеней коробки передач. Однако, уменьшение числа передач (см. комментарий к положению 3) не представляется целесообразным. Положение 5 указывает на то, что предпочтение следует отдать кинематической схеме, допускающей более свободное варьирование передаточных чисел режимов. К сожалению, планетарный редуктор не всегда такое варьирование допускает без изменения кинематической схемы.

Положению 6 в наибольшей степени удовлетворяют планетарные редукторы. Однако имеется семейство кинематических схем вальных коробок передач [9-12], наилучшим образом удовлетворяющее всем перечисленным положениям.

На рис. 1 представлена упрощенная кинематическая схема вальной коробки передач. Отличительным признаком семейства схем, к которым принадлежит данная, является наличие параллельных грузовых/промежуточных валов [9, 12]. Отобранная схема имеет четыре таких вала, позволяет реализовать 9 передач прямого хода и до трех передач заднего хода. Переключение происходит без разрыва потока мощности. Число степеней свободы равно трем.

Крутящий момент поступает от силового агрегата на входной вал O . Если в коробке передач не включен ни один ФЭУ, связанный с валом O , реализуется нейтраль.

Грузовые/промежуточные валы обозначены, соответственно, A , B , C , R . Суммирование потоков мощности, проходящих по этим валам, происходит на сумматоре. В простейшем случае это – блок шестерен с неподвижными осями. При наличии вала R , однако, предпочтительно подключать его к сумматору через дифференциальный механизм. Кроме того, в конструкции ФЭУ C_R целесообразно применить положения, сформулированные в публикации [13].

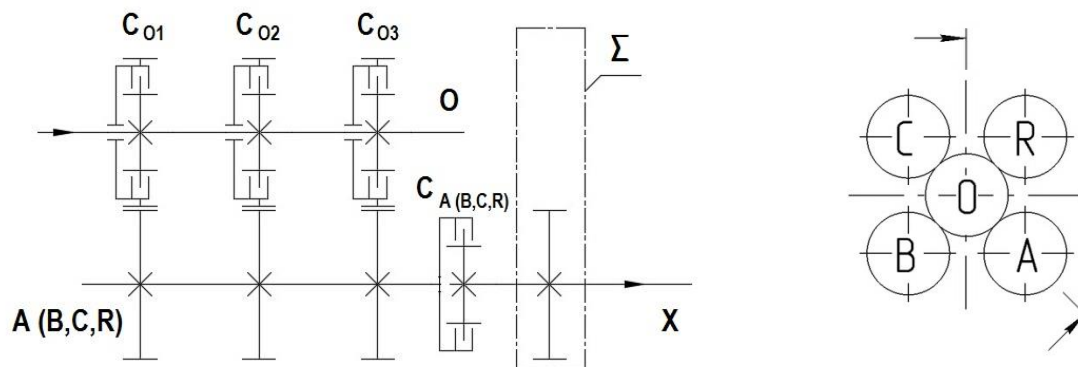


Рис. 1. Упрощенная кинематическая схема коробки передач: O , X , A (B, C, R) – входной, выходной, параллельные грузовые валы; $C_{01} \dots C_{03}$ и $C_{A(B,C,R)}$ – дисковые муфты на входном и грузовых валах; Σ – суммирующий редуктор

Трогание с места в штатном режиме предусматривается на второй передаче, при этом включается ФЭУ C_{01} и ФЭУ, соединяющий вал данной передачи с выходным валом X – C_B . Работа буксования рассеивается между двумя одновременно буксующими ФЭУ. Если в состав силового агрегата входит гидротрансформатор, то работа буксования рассеивается на нем.

С момента включения C_{01} к оперативному включению подготовлены смежные передачи – первая и третья. При наборе скорости и переключении «вверх» можно пропускать передачи (редукторная часть это допускает), соответствующим образом организовав алгоритм переключения.

При переключении в пределах первой-третьей передач достаточно синхронно отключать ФЭУ текущей передачи и плавно подключать ФЭУ смежной передачи. Поэтому в гидравлической системе и следует предусмотреть управление буксование дисков ФЭУ. Но в момент включения третьей передачи нужно «подготовить» ко включению четвертую передачу. Для этого следует включить ФЭУ C_A . При включении четвертой передачи плавно выключается ФЭУ C_{01} , включается C_{02} . Разрыва потока мощности не происходит.

Если для интенсификации разгона требуется понизить передачу (режим *kick down*) кинематическая схема редуктора позволяет это сделать – вопрос лишь в отладке алгоритма управления.

Аналогично, возможен и пропуск передач, как при переключениях «вверх», так и при переключениях «вниз». На рис. 2 показаны сечения коробки передач плоскостями нормальными осям валов в областях ФЭУ C_{01} ,

C_{02} , C_{03} . Цифрами 1-9 обозначены номера передач прямого хода, R_{1-3} – передач заднего хода.

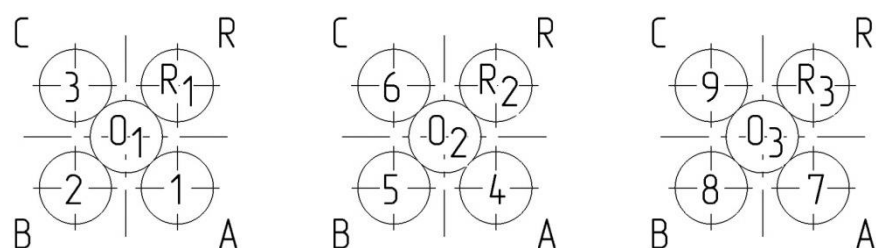


Рис. 2. Группы передач: А,В,С, R –параллельные грузовые валы; 1...9 и $R_{1...3}$ – шестерни ведомые передач прямого и заднего хода; $O_{1...3}$ – ведущие шестерни трех групп передач

Особенность рассматриваемого семейства кинематических схем – в необходимости выносить передачи заднего хода на отдельный вал. На рис. 1 этот вал обозначен R. На нем возможно размещение от одной до трех шестерен. Число передач заднего хода определяется техническим заданием. Для большинства машин оптимальным является наличие двух передач заднего хода, первая из которых является по существу технологической, а вторая – транспортной.

В таблице 1 приведен порядок включения ФЭУ для коробки передач, выполненной по схеме рис. 1.

Таблица 1. Включаемые ФЭУ

	C_{01}	C_{02}	C_{03}	C_A	C_B	C_C	C_R
1	×			×			
2	×				×		
3	×					×	
4		×		×			
5		×			×		
6		×				×	
7			×	×			
8			×		×		
9			×			×	
R1	×						×
R2		×					×
R3			×				×

Конкретизация массогабаритных характеристик транспортного средства, условий его эксплуатации, введение специальных требований могут оказать существенное влияние на требуемое число передач. А значит, представленная на рис. 1 схема не является вполне универсальной и оптимальной для всех видов строительных и специальных транспортных машин. Однако, сам принцип организации таких схем делает их конкурентоспособными по сравнению со схемами планетарных коробок передач. Рас-

смаатриваемое семейство схем может быть разбито на две подгруппы – схемы с тремя и четырьмя степенями свободы.

Подгруппа схем с тремя степенями свободы наглядно представлена вариантом на рис. 1. Другое число передач может быть получено, например, с помощью иной периферии грузовых валов (табл. 2).

Таблица 2. Семейство кинематических схем АКПП с тремя степенями свободы

№ п/п	Число ФЭУ на ведущем валу, k	Число грузовых валов, n	Число режимов работы, Z	Общее число ФЭУ, Y	Общее число валов, N
1	2	2	4	4	3
2	2	3	6	5	4
3	2	4	8	6	5
4	2	5	10	7	6
5	2	6	12	8	7
6	3	2	6	5	3
7	3	3	9	6	4
8	3	4	12	7	5
9	3	5	15	8	6
10	3	6	18	9	7
11	4	2	8	6	3
12	4	3	12	7	4
13	4	4	16	8	5
14	4	5	20	9	6
15	4	6	24	10	7

Ожидаемые преимущества предлагаемых схем:

- короткие, жесткие валы с минимальным числом ФЭУ;
- простая, симметричная кинематическая схема;
- компактность;
- широкие возможности варьирования передаточных отношений режимов;
- передаточные отношения режимов независимы друг от друга;
- возможность унифицировать ведомые валы, большинство деталей и узлов;
- возможность применять с гидродинамической передачей и любым двигателем, устанавливая согласующий редуктор на входе и корректируя передаточное отношение сумматора;
- любой ведомый вал можно использовать для получения группы передач заднего хода и (при установке дополнительного ФЭУ, связанного с ведущим валом) для создания двухпоточной трансмиссии.

В последнем случае вместо гидрообъемной передачи можно использовать более дешевый, но функционально конкурентоспособный фрикционный механизм [5, 6, 14].

Ожидаемые недостатки:

- на каждой передаче включен ФЭУ на ведомом валу (включение целесообразно осуществлять без нагрузки);

- наличие массивного сумматора;
- число передач заднего хода целесообразно делать равным числу передач, получаемом на одном валу;
- при работе коробки передач грузовые валы постоянно вращаются;
- затруднен доступ к ФЭУ ведущего вала при ремонте.

Передаточное отношение на выбранном режиме работы:

$$u = \omega_0 / \omega_x = u_{\Sigma} \sum_{k=1}^p (u_{jxk} h_{jxk}).$$

Здесь ω_0 и ω_x – угловые скорости ведущего и ведомого валов; u_{jxk} – передаточные отношения для зацеплений грузовых валов с промежуточным ($k = \overline{1, p}$, в рассматриваемом примере $p=5$); h_{jxk} – коэффициент, принимающий значение 1, если на данном режиме используется пара шестерен с индексом jx , или 0, если пара не используется; u_{Σ} – передаточное отношение сумматора. В общем случае $u_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n (u_{\Sigma i} h_{\Sigma i})$.

Обозначим N_0 – число ФЭУ на ведущем валу.

Для кинематических схем семейства выполняются следующие соотношения:

- число режимов работы: $Z = N_0 \cdot p$;
- число ФЭУ: $Y = N_0 + p$;
- число валов в коробке передач при простейшей конструкции суммирующего редуктора: $N = p + 1$.

Применение коробок передач, построенных на основе группы схем по табл. 2 может быть рационально при относительно небольшом числе режимов работы. Сохраняя изложенные принципы построения схем, предлагается ввести дополнительный промежуточный вал и увеличить число степеней свободы редукторной части до четырех.

На рис. 3 приведена упрощенная кинематическая схема коробки передач, реализующей 24 режима работы. Используется девять дисковых ФЭУ. При работе коробки передач мощность передается с входного вала через муфту C_{01} или C_{02} и связанную с муфтой пару шестерен на промежуточный вал. Коробка имеет четыре параллельных грузовых вала. Используемый на данном режиме работы грузовой вал соединяется с суммирующим редуктором Σ через включенную муфту C_{xi} ($i = \overline{1, n}$ – номер грузового вала; в рассматриваемом примере $n=4$). Мощность передается на используемый грузовой вал через муфту $C_{1...3}$, и соответствующую пару шестерен. Далее мощность передается на выходной вал через суммирующий редуктор. В простейшем случае выходным валом является один из грузовых валов, а суммирующий редуктор представляет собой блок шестерен с осями неподвижными в пространстве. Таким образом, коробка передач при использовании в таком режиме имеет четыре степени свободы. Параллельных потоков мощности в ней нет.

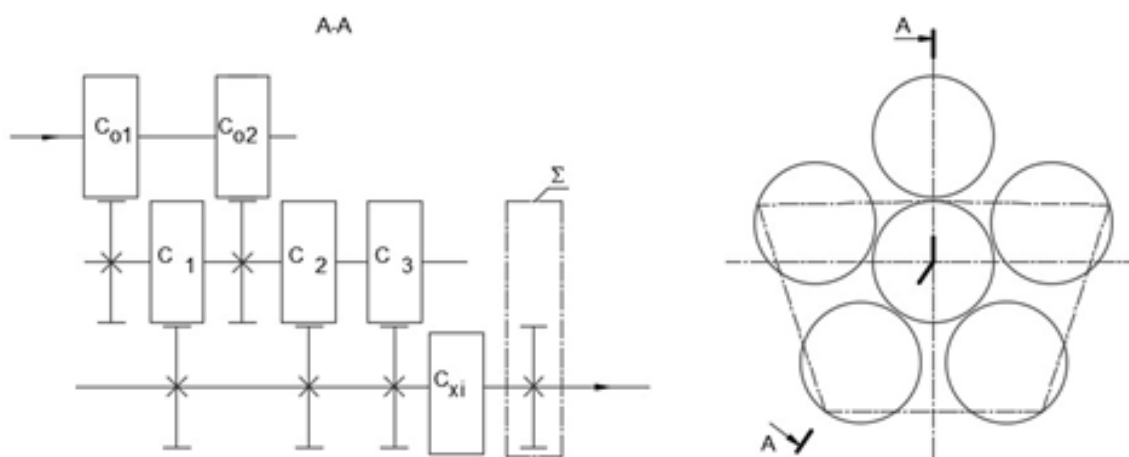


Рис. 3. Упрощенная кинематическая схема коробки передач с четырьмя степенями свободы: показано расположение валов в пространстве; C_{01} и C_{02} , $C_{1...3}$, C_{xi} – соответственно, дисковые муфты на входном, промежуточном, используемом грузовом валах; Σ – суммирующий редуктор

В табл. 3 приведены параметры семейства схем, для которого имеют место следующие зависимости.

Передаточное отношение на выбранном режиме работы:

$$u = \omega_0 / \omega_x = \left[u_{01} h_{01} (u_{1x1} h_{1x1} + u_{1x2} h_{1x2} + \dots) + u_{02} h_{02} (u_{2x1} h_{2x1} + u_{2x2} h_{2x2} + \dots) \right] u_{\Sigma} =$$

$$= u_{\Sigma} \sum_{j=1}^m u_{0j} h_{0j} \left(\sum_{k=1}^p (u_{jxk} h_{jxk}) \right)$$

Здесь u_{0j} – передаточное отношение для одной из $j = \overline{1, m}$ пар шестерен, связывающих ведущий вал с промежуточным (в данном примере $m=2$); h_{0j} – коэффициент, принимающий значение 1, если на данном режиме используется пара шестерен с индексом $0j$, или 0, если пара не используется.

Таблица 3. Семейство коробок передач с четырьмя степенями свободы при числе режимов работы $Z \leq 36$

№ п/п	m	p	n	Z	Y	N	№ п/п	m	p	n	Z	Y	N	№ п/п	m	p	n	Z	Y	N
1	2	2	2	8	6	4	7	2	3	4	24	9	6	13	3	3	2	18	8	4
2	2	2	3	12	7	5	8	2	3	5	30	10	7	14	3	3	3	27	9	5
3	2	2	4	16	8	6	9	2	4	2	16	8	4	15	3	3	4	36	10	6
4	2	2	5	20	9	7	10	2	4	3	24	9	5	16	3	3	5	45	11	7
5	2	3	2	12	7	4	11	2	4	4	32	10	6	17	3	4	2	24	9	4
6	2	3	3	18	8	5	12	2	4	5	40	11	7	18	3	4	3	36	10	5

Число режимов работы: $Z = m \cdot p \cdot n$.

Число ФЭУ: $Y = m + p + n$.

Число валов в коробке передач при простейшей конструкции суммирующего редуктора: $N = n + 2$.

Если семейство схем представить, как планарный граф, то можно заметить, что наибольшее число режимов работы при минимальном числе ФЭУ и валов даст решение, при котором реализуется «троичное ветвление» в вершинах графа: на ведущем и промежуточном валу располагается по три ФЭУ, число грузовых валов (и, соответственно, число муфт C_{xi}) также равно трем.

Увеличение числа передач делает более выраженным ухудшение массогабаритных характеристик вальной коробки передач. Представляется, что при числе режимов более 24 целесообразно отказаться от вальной схемы. Дальнейшее развитие вопроса использования коробок передач с параллельными грузовыми валами связано с обеспечением их совместной работы с управляемыми механизмами распределения мощности [15, 16] и в составе гибридных трансмиссий [17].

Выводы

1. Коробка передач для строительных и транспортных машин может быть в первом приближении унифицирована по следующим параметрам: число передач прямого хода – до девяти, из которых первые две-три используются, как технологические; число передач заднего хода – не более трех. Переключение передач должно осуществляться без разрыва потока мощности, следует обеспечить пропуск передач при работе коробки в автоматическом режиме.

2. Для использования на строительных и специальных транспортных машинах при принятых базовых гипотезах являются вальные коробки передач с параллельными грузовыми/промежуточными валами. Дополнительным их преимуществом по сравнению с планетарными коробками передач оказываются простота и технологичность изготовления.

3. При увеличении числа режимов работы по крайней мере до 24 целесообразно использовать рассмотренные схемы вальных коробок передач с четырьмя степенями свободы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Volkswagen Technical Site. https://vwts.ru/index.php?p=page05_02e.
- [2] Forsyth, J.R., Pat. US 7,552,658 B2 USA. Three clutch powersift transmission; Magna Powertrain Inc.. – Appl No 11/626,420; Filed. 24.01.2007 ; Prior publication date 20.09.2007.
- [3] Автоматические коробки передач / Харитонов С.А. – М.: ООО «Издательство Аристель», ООО «Издательство АСТ», 2003. – 335 с.
- [4] Теория и расчет трактора "Кировец" / Е.А. Шувалов, А.В. Бойков, Б.А. Добряков, М.Г. Пантюхин ; Под ред. А.В. Бойкова. – Ленинград : Машиностроение, 1980 . – 208 с.
- [5] Porshnev, G.P. et.,. The estimation of main parameters of the power plant and electromechanical powertrain for the wheeled vehicle,. International

- Review of Mechanical Engineering. 2020. vol. 14 (2), pp. 139-145. <https://doi.org/10.15866/ireme.v14i2.18262>.
- [6] Dobretsov, R.Y., Uvakina, D.V. The Mechatronic Device Impulse Control in Vehicle Powertrains. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2020. p. 63-73. https://doi.org/10.1007/978-3-030-39500-1_7.
 - [7] Didikov R.A. ect, About the possibility of using the hydraulic actuator in the mechanism of power distribution. *Vestnik AAI*, 2016, N5(100), pp. 30-32.
 - [8] Demidov, N.N. ect, 2019. Friction turning mechanisms in two-thread transmissions of transport tracked vehicles. Tractors and agricultural machines, vol 1, pp. 60-69.
 - [9] Bukashkin A.Yu. etc. Split Transmission of Tractor with Automatic Gearbox. *Procedia Engineering* Vol. 206 (2017). Pp 1728-1734.
 - [10] Dobretsov, R., Semenov, A. Multi-shaft gearbox "Chamomile": pat. 2 658 474 Ros. Federation : IPK51 F16H 3/095, F16H 3/097, No. 2017113579, application No. 19.04.2017, publ. 21.06.2018, Bul. No. 18..
 - [11] Hoodorozhkov, S.I., Krasilnikov A.A., Gubachev M.S., 2021. Optimization of an algorithm for automatic control of transmission in a wheeled tractor. *International journal of automotive and mechanical engineering (IJAME)*, vol. 18, №3, 2021, pp. 9051-9060. <https://doi.org/10.15282/ijame.18.3.2021.17.0694>.
 - [12] Abyzov, O., Galyshev, Y. ect. Stationary test complex for vehicle and tractor gearboxes *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, 2020. vol. 14, №2, (2020). pp. 127-132. <https://doi.org/10.15866/ireme.v14i2.18267>.
 - [13] Пат. RU 2618661 С1 Российская Федерация. Бесфлаттерная многодисковая фрикционная муфта для соединения валов привода с возможностью разнонаправленного их вращения / Лозин А.В., Добрецов Р.Ю., Семенов А.Г. // 2016112846; заявл. 04.04.2016; опубл. 05.05.2017. Бюл. №13.
 - [14] Demidov, N.N. ect, 2020. Friction Steering Devices as an Object of Impulse Control. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. pp. 49-62.
 - [15] Didikov R.A. etc. Transmission of the Perspective Wheel Tractor with Automatic Gearbox: Management of the Power Distribution Mechanism. *International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.)*. - 2018. - Vol. 12, №. 9 pp. 790-796.
 - [16] Didikov R.A. etc. Power Distribution Control in the Transmission of the Perspective Wheeled Tractor with Automated Gearbox. *Advances in Intelligent Systems and Computing*. Vol. 692. *International Scientific Conference Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport EMMFT 2017*. Springer International Publishing AG, 2018. 1367 p. Pp. 192-200.
 - [17] R. Dobretsov, M. Gubachev, I. Naletov and A. Vasiliev. On the way to driverless road-train: Digital technologies in modeling of movement, calculation and design of a road-train with hybrid propulsion unit. *IV Interna-*

tional Scientific Conference “The Convergence of Digital and Physical Worlds: Technological, Economic and Social Challenges” (CC-TEESC2018). 2018. Pp.1-9.

R.Y. Dobretsov, N.N. Demidov, A.A. Krasilnikov, A.G. Semenov

TRANSMISSION OF CONSTRUCTION AND TRANSPORT VEHICLES WITH PRESELECTIVE GEARBOX

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper considers a kinematic scheme for a shaft gearbox. This scheme allows implementing a gear selection algorithm providing a flexible strategy for shift control, uncharacteristic for traditional preselective direct-shift gearboxes (DSG). Adjacent modes are prepared for use by shifting gears. Shifts can be performed with skipping gears. The control is automatic, and it is also possible to manually select the gear. Other transmission components (mechanical or hydrodynamic) can be series-connected to this gearbox. The scheme allows to implement 9 forward gear modes and up to 3 reverse gear modes in a roller gearbox. The control elements of the gearbox are individual oil friction disk clutches. The friction clutches are primarily electrohydraulic-actuated, with the option for pulse-width pressure modulation. The main aspects of the novel gearbox designed are briefly described. We have given the characteristics for the family of kinematic schemes to which the gearbox belongs, proposing the expressions that allow to relate the number of shafts, controls and possible operating modes of the gearbox. The main advantages and disadvantages of the schemes are given and briefly and briefly analyzed.

Key words: automatic transmission, direct-shift gearboxes, robotic shaft gearbox, transforming mechanism.

REFERENCES

- [1] Volkswagen Technical Site. https://vwts.ru/index.php?p=page05_02e (accessed: 11/30/2021).
- [2] Forsyth, J.R., Pat. US 7,552,658 B2 USA. Three clutch powersift transmission; Magna Powertrain Inc.. – Appl No 11/626,420; Filed. 24.01.2007 ; Prior publication date 20.09.2007.
- [3] Kharitonov S.A. et. Automatic transmissions. Publishing House Aristel: LLC "Publishing House AST", 2003. 335 p.
- [4] Shuvalov, E.A. et.,. Theory and calculation of the tractor "Kirovets". Leningrad: Mashinostroenie. 1980

- [5] Porshnev, G.P. et. The estimation of main parameters of the power plant and electromechanical powertrain for the wheeled vehicle,. International Review of Mechanical Engineering. 2020, vol. 14 (2), pp. 139-145. <https://doi.org/10.15866/ireme.v14i2.18262>
- [6] Dobretsov, R.Y., Uvakina, D.V. The Mechatronic Device Impulse Control in Vehicle Powertrains. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2020. p. 63-73. https://doi.org/10.1007/978-3-030-39500-1_7.
- [7] Didikov, R.A. et. On the possibility of using a hydraulic drive in a power distribution mechanism. Bulletin of the AAI. 2016, vol 5(100), pp. 30-32.
- [8] Demidov, N.N. et, 2019. Friction turning mechanisms in two-thread transmissions of transport tracked vehicles. Tractors and agricultural machines, vol 1, pp. 60-69.
- [9] Bukashkin A.Yu. et, 2017. Split Transmission of Tractor with Automatic Gearbox. Procedia Engineering, vol. 206, pp 1728-1734. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.705>
- [10] Dobretsov, R., Semenov, A. Multi-shaft gearbox "Chamomile": pat. 2 658 474 Ros. Federation : IPK51 F16H 3/095, F16H 3/097, No. 2017113579, application No. 19.04.2017, publ. 21.06.2018, Bul. No. 18.
- [11] Hoodorozhkov, S.I., Krasilnikov A.A., Gubachev M.S., 2021. Optimization of an algorithm for automatic control of transmission in a wheeled tractor. International journal of automotive and mechanical engineering (IJAME), vol. 18, №3, 2021, pp. 9051-9060. <https://doi.org/10.15282/ijame.18.3.2021.17.0694>
- [12] Abyzov, O., Galyshev, Y. et., Stationary test complex for vehicle and tractor gearboxes International Review of Mechanical Engineering (IREME), 2020. vol. 14, №2, (2020). pp. 127-132. <https://doi.org/10.15866/ireme.v14i2.18267>
- [13] Lozin, A. et. A flutterless multi-disc friction clutch for connecting drive shafts with the possibility of multidirectional rotation. Pat. RU 2618661 C1 Russian Federation, No 2016112846, application 04.04.2016, publ. 05.05.2017, Bul. No 13.
- [14] Demidov, N.N. et, 2020. Friction Steering Devices as an Object of Impulse Control. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 49-62. https://doi.org/10.1007/978-3-030-39500-1_6
- [15] Didikov, R.A., Galyshev, Y. et, 2018. Transmission of the Perspective Wheel Tractor with Automatic Gearbox: Management of the Power Distribution Mechanism. International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.), vol. 12, No. 9, pp. 790-796. <https://doi.org/doi.org/10.15866/ireme.v12 i9.15646>
- [16] Didikov, R.A. et, 2018. Power Distribution Control in the Transmission of the Perspective Wheeled Tractor with Automated Gearbox. Advances in Intelligent Systems and Computing. International Scientific Conference Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport EMMFT 2017. vol. 692. Springer International Publishing AG, 1367 p. pp. 192-200. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-70987-1>

- [17] Dobretsov R., Gubachev M., Naletov I. and Vasiliev A. On the way to driverless road-train: Digital technologies in modeling of movement, calculation and design of a road-train with hybrid propulsion unit. IV International Scientific Conference “The Convergence of Digital and Physical Worlds: Technological, Economic and Social Challenges” (CC-TEESC2018). 2018. Pp.1-9