

КЛАССИФИКАЦИЯ И СИНТЕЗ ТРЕХПОТОЧНЫХ ВАЛЬНО-ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

CLASSIFICATION AND SYNTHESIS OF THREE-LOOP PLANETARY GEARBOXES

К.Б. САЛАМАНДРА, к.т.н.

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН,
Москва, Россия, ksalamandra@yandex.ru

K.B. SALAMANDRA, PhD in Engineering

Mechanical engineering research institute of the Russian
Academy of Sciences named after A.A. Blagonravov, Moscow,
Russian Federation, ksalamandra@yandex.ru

В трансмиссиях грузовых автомобилей, сельскохозяйственных машин и тракторов применяются коробки передач с планетарным делителем и/или дополнительным редуктором, который в зависимости от условий движения машины понижает скорость вращения или работает на прямой передаче. Делитель и дополнительный редуктор предназначены для ступенчатого изменения диапазонов основной 3- или 4-ступенчатой коробки передач, состоящей из передач с неподвижными осями, что позволяет в 4 раза увеличить число реализуемых ступеней. Если планетарный механизм будет работать в режиме дифференциала, это позволит дополнительно увеличить число ступеней в комбинированных вально-планетарных коробках передач и, соответственно, число рабочих режимов трактора. В результате основная коробка передач, состоящая из механизмов с неподвижными осями зубчатых колес, может работать как отдельно – при однопоточном режиме работы планетарного механизма (редуктор или в режиме прямой передачи), так и в двухпоточном режиме – параллельно с другими рядовыми передачами при работе планетарного механизма в качестве дифференциала. При использовании двух планетарных механизмов, работающих в режиме дифференциала, увеличивается число параллельных потоков мощности до трех, что позволяет дополнительно улучшить функциональные и энергетические возможности многопоточных коробок передач. Целью статьи является анализ схем коробок передач, состоящих из трех наборов передач с неподвижными осями зубчатых колес и двух дифференциальных механизмов, образующих три параллельных потока передачи мощности. Приводится классификация возможных структурных схем трехпоточных коробок передач, получено общее выражение для расчета числа ступеней трехпоточной коробки. Описывается методика синтеза кинематических схем трехпоточных вально-планетарных коробок передач, с использованием которой для каждой возможной структуры получены новые схемы коробок передач, отличающиеся использованием простых механизмов, высоким КПД и малым числом элементов управления.

Ключевые слова: коробка передач, трансмиссия, синтез, дифференциал, многопоточная передача, вально-планетарная коробка передач.

In the transmissions of trucks, agricultural vehicles and tractors, gear boxes with a planetary divider and/or an additional reductor unit which is depending on the traffic conditions of the machine, reduces the speed of rotation or operates on a direct drive are used. The divider and the additional reductor unit are intended for a stepwise changing of the range of the main 3-speed or 4-speed gearbox, consisting of gears with fixed axes, which makes it possible to increase the number of stages realized 4 times. If the planetary train will work in the differential mode, this will allow additionally increase the number of stages in the combined planetary gearboxes and, accordingly, the number of operating modes of the tractor. Consequently, the main gearbox consists of gears with fixed axes of gears can work either separately in a single-flow mode of operation of the planetary train (reductor or in the direct drive mode) or in a two-flow mode – in parallel with other ordinary gears when the planetary train as a differential. When using two planetary trains operating in the differential mode, the number of parallel power flows increases to three, which makes it possible to further improve the functional and power capabilities of multi-flow gearboxes. The purpose of the study is to analyze gearbox schemes consisting of three sets of gears with fixed gearwheel axes and two differential mechanisms forming three parallel power transmission flows. Classification of possible structural schemes of three-flow transmissions is given, a general expression for calculating the number of stages of a three-flow gearbox is obtained. A technique for the synthesis of kinematic schemes of three-flow planetary gearboxes is described, with the using of which new gearbox schemes are obtained for each possible structure, which are characterized by using simple mechanisms, high efficiency and a small number of control elements.

Keywords: gearbox, transmission, synthesis, differential, multithreaded gear, planetary gearboxes.

Введение

Увеличение числа ступеней изменения скорости в трансмиссиях является наиболее результативным способом снижения расхода топлива и повышения эффективности автомобильной, тракторной и сельскохозяйственной техники, оснащенной двигателями внутреннего сгорания [1–3]. С увеличением числа ступеней увеличивается количество используемых механизмов и возрастает их сложность. Эти факторы, в свою очередь, приводят к росту габаритных размеров, массы и стоимости конструкции. Одним из способов решения этих проблем является использование комбинированных вально-планетарных коробок передач (термин используется в работах [4, 5]), содержащих простые механизмы с неподвижными осями зубчатых колес и планетарные дифференциалы, реализующие большее число ступеней при меньшем числе используемых механизмов по сравнению с коробками передач, составленных из механизмов одного типа. Например, в трансмиссиях грузовых автомобилей и тракторов применяются коробки передач с планетарным делителем и/или дополнительным редуктором [6, 7] для ступенчатого изменения диапазонов основной 3- или 4-ступенчатой коробки передач, состоящей из передач с неподвижными осями. Это позволяет в 4 раза увеличить число реализуемых ступеней.

Как известно [6–11], трехзвенный планетарный механизм в зависимости от связей, наложенных на его звенья, реализует три режима работы:

- режим дифференциала – преобразует движение двух входных звеньев в движение одного выходного звена (суммирующий механизм) или движение одного входного звена в движения двух выходных звеньев (распределительный механизм);

- режим редуктора или мультипликатора – при остановке одного из трех звеньев;

- режим заблокированный – вращается как единое целое с передаточным числом 1 при соединении любых двух звеньев.

В коробках передач грузовых автомобилей и тракторов планетарный механизм делителя или дополнительного редуктора работает только в режимах 2 и 3. Режим 1 применяется в планетарных коробках передач, а также в гибридных трансмиссиях для разделения или суммирования потоков мощности двигателя внутреннего сгорания и электромотора [6, 7, 12].

Как показано в ряде работ [13, 14], применение планетарного механизма в качестве дифференциала в коробках передач с неподвижными осями зубчатых колес позволяет получить конструкции коробок с простыми механизмами, высоким КПД, реализующими большее число ступеней по сравнению с коробками передач, состоящими из механизмов одного типа. Бóльшее число ступеней достигается за счет изменения режима работы дифференциалов и управляемого включения передач с неподвижными осями, что позволяет последним работать как отдельно – при однопоточном режиме работы планетарного механизма (редуктор или мультипликатор), так и параллельно с другими рядовыми передачами – при двухпоточном режиме. Используя терминологию А.С. Антонова [15], полученные схемы коробок передач названы двухпоточными по числу параллельных потоков передачи мощности от входного вала к выходному. В работах [13, 14] изложен метод синтеза кинематических схем, с помощью которого был получен ряд новых схем двухпоточных коробок передач [16–20].

При использовании двух планетарных механизмов, работающих как дифференциалы, увеличивается число параллельных потоков мощности до трех, что позволяет дополнительно улучшить функциональные возможности многопоточных коробок передач. Кроме того, если в двухпоточной коробке по ветвям передается 50...60 % мощности входного потока, то в трехпоточной этот процент снижается в полтора-два раза [15].

Цель исследования

Цель исследования заключается в анализе возможных структурных схем соединений трехпоточных вально-планетарных коробок передач, определении их общих характеристик и методе синтеза кинематических схем этих коробок.

Структурные схемы трехпоточных вально-планетарных коробок передач и их классификация

Для наглядного представления структуры вально-планетарной коробки воспользуемся обобщенными схемами входящих в нее механизмов [8, 11]. Обобщенной схемой может быть представлен как планетарный механизм, так и одна или несколько передач с неподвижными осями.

В обобщенных схемах трехзвенных планетарных механизмов добавим к звеньям управляющие элементы, накладывающих внешние связи на их движение. Таким образом любой трехзвенный планетарный механизм D по связям, наложенным на его звенья, можно изобразить в общем случае всего лишь двумя обобщенными схемами (рис. 1), которые различаются местами расположения входных и выходных звеньев и этим при отсутствии наложенных связей ($c1, c2, c3$ отключены) определяют дифференциал как суммирующий (рис. 1, а) или распределительный (рис. 1, б) механизм. Два элемента управления механизма D не могут быть включены одновременно.

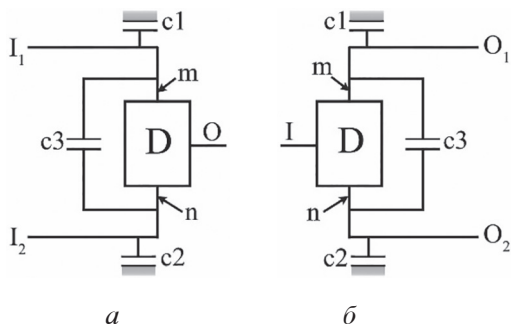


Рис. 1. Обобщенная схема планетарного механизма:
 а – суммирующий потоки мощности;
 б – распределяющий потоки мощности;
 I, O – соответственно, входное и выходное звенья;
 m и n – звенья дифференциала D ; $c1$ и $c2$ – муфты, соединяющие, соответственно, звенья m и n с неподвижным корпусом; $c3$ – муфта, соединяющая звенья m и n для блокировки дифференциала и его вращения с передаточным отношением 1

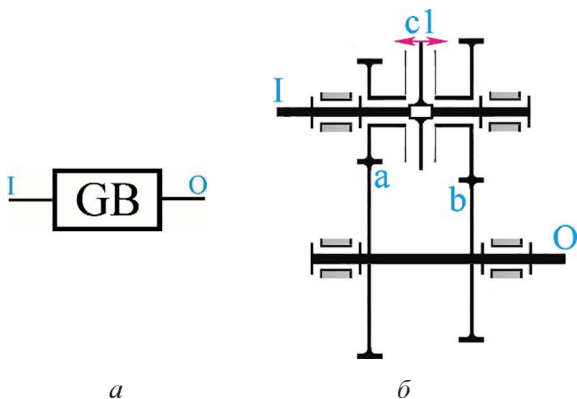


Рис. 2. Обобщенная (а) схема и кинематическая (б) схема двухступенчатой коробки передач с неподвижными осями зубчатых колес:
 I, O – соответственно, входное и выходное звенья; $c1$ – элемент управления (муфта или синхронизатор), имеющий три рабочих положения

Аналогично, одну или несколько передач с неподвижными осями будем представлять внутренней коробкой передач GB (рис. 2, а), предполагая, что встроенные в нее элементы управления реализуют различные передаточные отношения от входа I к выходу O . На рис. 2, б показан пример кинематической схемы двухступенчатой GB с неподвижными осями зубчатых колес.

В работе Д.П. Волкова и А.Ф. Крайнева [8] показано, что для получения трех параллельных потоков мощности с помощью двух трехзвенных планетарных механизмов возможно только 4 варианта соединений их звеньев. Установлено, что встраивание внутренних GB в каждый из потоков не увеличивает число возможных вариантов соединений звеньев. Таким образом, в результате структурного синтеза получены только четыре различающиеся структурные схемы вально-планетарных трехпоточных коробок передач (рис. 3).

В зависимости от мест расположения дифференциалов, входных и выходных звеньев введем следующие обозначения этих четырех возможных структур:

DD (рис. 3, а) – структура, в которой дифференциалы располагаются на входе и выходе;

DDO (рис. 3, б) – структура, в которой один дифференциал расположен на входе, второй во внутреннем контуре, а движение замыкается на выходное звено O ;

IDD (рис. 3, в) – структура, в которой один дифференциал расположен на выходе, второй – во внутреннем контуре, а движение распределяется на входном звене I ;

$IDDO$ (рис. 3, г) – структура, в которой оба дифференциала расположены во внутренних контурах, а движение распределяется на входном звене I и замыкается на выходном звене O .

В полученных структурах (рис. 3) каждый из замкнутых контуров с одной стороны имеет дифференциал, а с другой – узловую точку (A или B), в которой распределяется или замыкается движение. В структуре DD (рис. 3, а) возможны 2 варианта формирования внутреннего контура, т.е. соединения внутренней $GB2$ со звеньями дифференциалов: либо со звеньями m и q дифференциалов (пунктир), либо со звеньями n и p (сплошные линии). В остальных структурах возможен только один вид соединения внутренних звеньев с тремя параллельными потоками передачи мощности от входного звена I к выходному O . Структуры DD и $IDDO$ симметричны

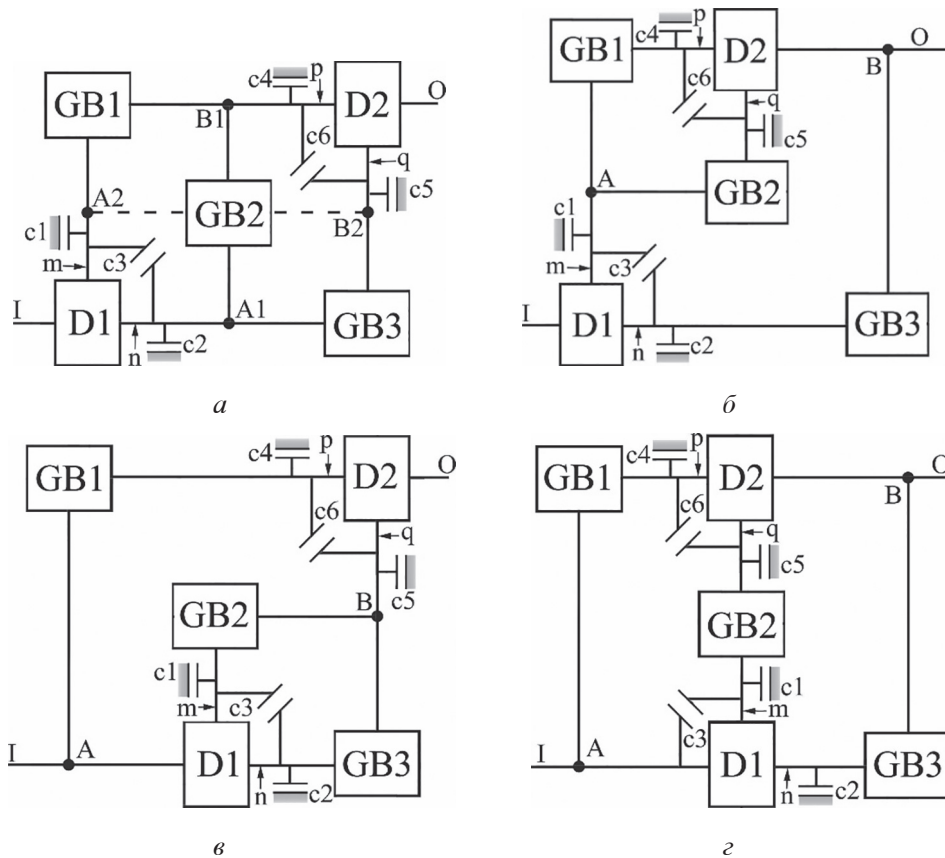


Рис. 3. Структурные схемы трехпоточных вально-планетарных коробок передач:

a – структура *DD*; *б* – структура *DDO*; *в* – структура *IDD*; *г* – структура *IDDO*;

I, O – соответственно, входное и выходное звенья; *m* и *n* – звенья дифференциала *D1*;

p и *q* – звенья дифференциала *D2*; *c1, c2* и *c4, c5* – муфты, соединяющие, соответственно, звенья *m, n* и *p, q* с неподвижным корпусом; *c3* и *c6* – блокировочные муфты, соответственно, дифференциалов *D1* и *D2*

относительно внутреннего потока, проходящего через *GB2*. Структура *IDD* может быть получена из структуры *DDO* заменой входного звена на выходное и наоборот.

На трехпоточном режиме работают все три ветви, т.е. включены управляющие элементы во внутренних коробках передач *GB*, а элементы управления дифференциалов выключены. Таким образом, трехпоточные коробки передач в общем случае имеют 4 степени свободы, т.е. на каждой ступени должны быть включены 3 элемента управления. Но в несимметричных структурах *DDO, IDD* имеется одна, а в *IDDO* – две внутренних коробки передач *GB*, для работы которых на однопоточном режиме включаются только два элемента управления коробкой передач – один в соответствующей *GB* и один элемент управления одного из дифференциалов *D*. Например, в структуре *DDO* включением тормоза *c1* или блокировочной муфты *c3* возможен однопоточный режим через *GB3*. Это свойство может быть использовано для подготовки к включению следующей

ступени, как в преселективных коробках передач с двумя сцеплениями [9, 21]. Кроме того, на этих ступенях третий элемент управления может быть включен для минимизации потерь на холостое вращение. Так, например, в структуре *DDO*, предположим, на одной из реализуемых ступеней включена *GB3* и *c3*, при этом на реализуемое передаточное число не повлияет включение передачи в *GB1* или *GB2*, или одного из элементов управления *c4, c5* или *c6*.

В структурах (рис. 3) представлено максимальное число элементов управления дифференциалами (тормоза *c1, c2, c4, c5* и блокировочные муфты *c3, c6*), которые определяют возможные двух- и однопоточные режимы работы. В конкретных кинематических схемах коробок передач эти элементы управления могут отсутствовать, тогда, соответственно, уменьшится число режимов работы такой коробки передач. В каждой из структурных схем возможны до 4 однопоточных режимов для каждой внутренней *GB* и до 2 двухпоточных режимов через каждую пару внутренних *GB*. Обо-

значив через N с соответствующим индексом число ступеней во внутренних GB , а через l – число однопоточных и двухпоточных режимов работы, получим общее выражение для расчета количества ступеней, реализуемое трехпоточной коробкой передач:

$$N = N_{GB1} l_1 + N_{GB2} l_2 + N_{GB3} l_3 + N_{GB1} N_{GB2} l_4 + N_{GB1} N_{GB3} l_5 + N_{GB2} N_{GB3} l_6 + N_{GB1} N_{GB2} N_{GB3}, \quad (1)$$

где N_{GB1} , N_{GB2} , N_{GB3} – число ступеней, соответственно в $GB1$, $GB2$, $GB3$; l_1 , l_2 , l_3 – параметры однопоточных режимов работы соответственно, $GB1$, $GB2$, $GB3$; l_4 – параметр двухпоточных режимов работы $GB1$ и $GB2$; l_5 – параметр двухпоточных режимов работы $GB1$ и $GB3$; l_6 – параметр двухпоточных режимов работы $GB2$ и $GB3$.

Для каждой структуры в табл. 1 приведены все возможные комбинации включения элементов управления дифференциалами, режимы работы («–» – однопоточный; «=» – двухпоточный; «≡ ≡» – трехпоточный), значения параметров l на двух- и однопоточных режимах, а также формулы расчета передаточных чисел i_{IO} от входного звена I к выходному O . Так как структура DD симметрична, то в табл. 1 приведены передаточные числа только для одного варианта соединения $GB2$ со звеньями дифференциалов – в точках $A1$ и $B1$ (сплошные линии на рис. 3, *a*). Передаточное число каждой из внутренних коробок передач обозначено буквой i с соответствующим индексом. Левый нижний индекс в передаточных числах дифференциала означает звено, принятое за ведущее, правый нижний индекс – звено, принятое за ведомое, верхний индекс – звено, принятое за неподвижное.

Анализ табл. 1 и выражения (1) показывают, что наибольшее число режимов допускает структура DD (рис. 3, *a*). Наименьшее число режимов имеет структура $IDDO$ (рис. 3, *з*). Для всех структур на двух- и однопоточных режимах могут быть включены блокировочные муфты $c3$ и/или $c6$ дифференциалов $D1$ и $D2$. Поэтому эти муфты следует использовать при синтезе коробок передач с большим числом ступеней. Использование блокировочных муфт позволяет повысить КПД работы дифференциальной передачи, так как при блокировке механизм вращается как единое целое без потерь энергии.

Синтез кинематических схем трехпоточных коробок передач

Синтез осуществляется заменой в выбранной структуре (рис. 3) обобщенных схем на кинематические схемы механизмов передач.

Различные схемы используемых механизмов и комбинации их соединений с входными, выходными и внутренними звеньями определяют огромное множество допустимых кинематических схем коробок передач. Для существенного усечения этого множества введем ряд ограничений и условий, заведомо обеспечивающих в синтезируемых коробках передач преобладание многопоточных режимов, заданное направление вращения выходного вала для прямого и обратного хода транспортного средства. С целью упрощения конструкции коробки передач определим также вид используемых планетарных механизмов и передач с неподвижными осями во внутренних GB .

Ниже приводится список условий и ограничений, принятых в настоящей работе при синтезе кинематических схем вально-планетарных трехпоточных коробок передач.

1. В качестве дифференциалов $D1$, $D2$ используются однорядные планетарные механизмы.

2. В качестве внутренних коробок передач GB используются механизмы с неподвижными осями зубчатых колес с одной или двумя передачами (рис. 2, *б*).

3. С целью увеличения передаточного числа от механизма к механизму в коробке передач вход дифференциала $D1$ соединен с солнечным колесом, так как передаточное число от солнечного колеса к двум другим звеньям планетарной передачи больше 1. При этом направление вращения водила будет совпадать с направлением вращения солнца, а эпицикл будет вращаться в противоположную сторону. При блокировке планетарного механизма муфтой $c3$ все звенья дифференциала $D1$ будут вращаться в том же направлении, что и солнечное колесо.

4. Внутренняя коробка передач GB , соединяемая с эпициклом $D1$, должна иметь две передачи. Первая – с паразитной шестерней для однонаправленного вращения всех звеньев коробки передач на трехпоточных и двухпоточных режимах при включении муфты $c6$, а также для получения передачи заднего хода при включении $c3$ и $c6$. Вторая передача состоит из двух колес и работает при включении муфты $c3$.

Передаточные числа и режимы работы трехпоточных валльно-планетарных коробок передач

Структура	Режим	Включенные элементы управления			l	i_{10}	
		GB1	c2	c5			
DD	-	GB1	c2	c5	$l_1 = 4$	$i_{GB1}i_{Im}^{(n)}/i_{Op}^{(q)}$	
		GB1	c2	c6		$i_{GB1}i_{Im}^{(n)}$	
		GB1	c3	c5		$i_{GB1}/i_{Op}^{(q)}$	
		GB1	c3	c6		i_{GB1}	
		GB2	c1	c5	$l_2 = 4$	$i_{GB2}i_{In}^{(m)}/i_{Op}^{(q)}$	
		GB2	c1	c6		$i_{GB2}i_{In}^{(m)}$	
		GB2	c3	c5		$i_{GB2}/i_{Op}^{(q)}$	
		GB2	c3	c6		i_{GB2}	
		GB3	c1	c4	$l_3 = 4$	$i_{GB3}i_{In}^{(m)}/i_{Oq}^{(p)}$	
		GB3	c1	c6		$i_{GB3}i_{In}^{(m)}$	
		GB3	c3	c4		$i_{GB3}/i_{Oq}^{(p)}$	
		GB3	c3	c6		i_{GB3}	
	=	GB1	GB2	c5	$l_4 = 2$	$(i_{GB1}i_{Im}^{(n)} + i_{GB2}i_{In}^{(m)})/i_{Op}^{(q)}$	
		GB1	GB2	c6		$i_{GB1}i_{Im}^{(n)} + i_{GB2}i_{In}^{(m)}$	
		GB1	GB3	c3	$l_5 = 2$	$1/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB3})$	
		GB1	GB3	c6		$i_{GB1}i_{Im}^{(n)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}$	
		GB2	GB3	c1	$l_6 = 2$	$i_{In}^{(m)}/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB2} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB3})$	
		GB2	GB3	c3		$1/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB2} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB3})$	
≡	GB1	GB2	GB3		$\frac{i_{GB1}i_{Im}^{(n)} + i_{GB2}i_{In}^{(m)}}{i_{Op}^{(q)} + i_{GB2}i_{Oq}^{(p)}/i_{GB3}}$		
DDO	-	GB1	c2	c5	$l_1 = 4$	$i_{GB1}i_{Im}^{(n)}/i_{Op}^{(q)}$	
		GB1	c2	c6		$i_{GB1}i_{Im}^{(n)}$	
		GB1	c3	c5		$i_{GB1}/i_{Op}^{(q)}$	
		GB1	c3	c6		i_{GB1}	
		GB2	c2	c4	$l_2 = 4$	$i_{GB2}i_{Im}^{(n)}/i_{Oq}^{(p)}$	
		GB2	c2	c6		$i_{GB2}i_{Im}^{(n)}$	
		GB2	c3	c4		$i_{GB2}/i_{Oq}^{(p)}$	
		GB2	c3	c6		i_{GB2}	
		GB3	c1	-	$l_3 = 2$	$i_{GB3}i_{In}^{(m)}$	
		GB3	c3	-		i_{GB3}	
		=	GB1	GB2	c2	$l_4 = 2$	$i_{Im}^{(n)}/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB2})$
			GB1	GB2	c3		$1/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB2})$
	GB1		GB3	c5	$l_5 = 2$	$i_{GB3}i_{In}^{(m)} + i_{GB1}i_{Im}^{(n)}/i_{Op}^{(q)}$	
	GB1		GB3	c6		$i_{GB1}i_{Im}^{(n)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}$	
	GB2		GB3	c4	$l_6 = 2$	$i_{GB2}i_{Im}^{(n)}/i_{Oq}^{(p)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}$	
	GB2		GB3	c6		$i_{GB2}i_{Im}^{(n)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}$	
	≡	GB1	GB2	GB3		$\frac{i_{Im}^{(n)}}{i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB2}} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}$	

IDD	-	GB1	-	c5	$l_1 = 2$	$i_{GB1}/i_{Op}^{(q)}$
		GB1	-	c6		i_{GB1}
		GB2	c2	c4	$l_2 = 4$	$i_{GB2}i_{Im}^{(n)}/i_{Oq}^{(p)}$
		GB2	c2	c6		$i_{GB2}i_{Im}^{(n)}$
		GB2	c3	c4		$i_{GB2}/i_{Oq}^{(p)}$
		GB2	c3	c6	i_{GB2}	
		GB3	c1	c4	$l_3 = 4$	$i_{GB3}i_{In}^{(m)}/i_{Oq}^{(p)}$
		GB3	c1	c6		$i_{GB3}i_{In}^{(m)}$
		GB3	c3	c4		$i_{GB3}/i_{Oq}^{(p)}$
	GB3	c3	c6	i_{GB3}		
	=	GB1	GB2	c2	$l_4 = 2$	$1/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/(i_{GB2}i_{Im}^{(n)}))$
		GB1	GB2	c3		$1/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB2})$
		GB1	GB3	c1	$l_5 = 2$	$1/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/(i_{GB3}i_{In}^{(m)}))$
		GB1	GB3	c3		$1/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB3})$
		GB2	GB3	c4	$l_6 = 2$	$(i_{GB2}i_{Im}^{(n)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)})/i_{Oq}^{(p)}$
		GB2	GB3	c6		$i_{GB2}i_{Im}^{(n)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}$
	≡	GB1	GB2	GB3		$\frac{i_{GB1}(i_{GB2}i_{Im}^{(n)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)})}{i_{Op}^{(q)}(i_{GB2}i_{Im}^{(n)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}) + i_{Oq}^{(p)}i_{GB1}}$
	IDDO	-	GB1	-	c5	$l_1 = 2$
GB1			-	c6	i_{GB1}	
GB2			c2	c4	$l_2 = 4$	$i_{GB2}i_{Im}^{(n)}/i_{Oq}^{(p)}$
GB2			c2	c6		$i_{GB2}i_{Im}^{(n)}$
GB2			c3	c4		$i_{GB2}/i_{Oq}^{(p)}$
GB2			c3	c6	i_{GB2}	
GB3			c1	-	$l_3 = 2$	$i_{GB3}i_{In}^{(m)}$
GB3			c3	-		i_{GB3}
=			GB1	GB2	c2	$l_4 = 2$
		GB1	GB2	c3	$1/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB2})$	
		GB1	GB3		$l_5 = 0$	режим невозможен
		GB2	GB3	c4	$l_6 = 2$	$i_{GB2}i_{Im}^{(n)}/i_{Oq}^{(p)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}$
		GB2	GB3	c6		$i_{GB2}i_{Im}^{(n)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}$
≡		GB1	GB2	GB3		$\frac{i_{GB1}(i_{GB2}i_{Im}^{(n)} - i_{GB3}i_{In}^{(m)}i_{Op}^{(q)})}{i_{GB1}i_{Op}^{(q)} - i_{GB2}i_{Op}^{(q)}i_{Im}^{(n)}}$

5. Для однонаправленного вращения вне зависимости от того, какие два звена дифференциала $D2$ являются ведущими, выходное звено $D2$ соединим с водилом планетарного механизма.

6. Для однозначного соответствия структурных схем (рис. 3) получаемым кинематическим схемам введем следующие обозначения звеньев дифференциалов: эпицикл $D1 - m$; водило $D1 - n$; солнечное колесо $D2 - p$; эпицикл $D2 - q$.

7. Как было указано выше, двух- и трехпоточные режимы позволяют существенно уменьшить нагрузки на звенья коробки пере-

дач. Поэтому на стадии синтеза кинематических схем рекомендуется увеличить долю многопоточных ступеней в общем числе ступеней коробки, для чего исключим из рассмотрения тормозные муфты $c1, c2, c4, c5$, включаемые преимущественно на однопоточных режимах. Таким образом, для реализации двух- и оставшихся однопоточных режимов будем использовать блокировочные муфты $c3$ и $c6$. Тогда с учетом пункта 2 в синтезируемых коробках передач будет не более 5 элементов управления, а параметры однопоточных режимов для всех внутренних GB равны $l_1 = l_2 = l_3 = 1$.

8. С целью уменьшения моментов, действующих на элементы управления коробкой передач, по возможности будем располагать их на ведущих звеньях.

Сформулированные ограничения предполагают положительное передаточное число от дифференциалов к звеньям коробки передач, кроме эпицикла дифференциала $D1$, где передаточное число отрицательное, и для изменения направления его вращения в соответствующей GB устанавливается паразитная шестерня (пункт 4 принятых ограничений). При этом внутренние GB (рис. 2, б) имеют по одной паре зубчатых колес и, соответственно, отрицательное передаточное число от входного звена GB к выходному. Поэтому общее передаточное число от входа I к выходу O коробки передач будет тоже отрицательным. Для однонаправленного вращения I и O необходимо добавить дополнительные передачи внутри коробки или после выходного вала.

Формулировка ограничений является основной задачей предлагаемого метода синтеза кинематических схем трехпоточных коробок передач. Чем больше ограничений, тем меньше возможных вариантов компоновки механизмов в коробке передач и тем проще синтез. Отметим также, что набор принимаемых ограничений в значительной степени определяется техническим заданием, опытом и интуицией конструктора и направлен на то, чтобы из всего многообразия схем выделить для дальнейшего рассмотрения и анализа потенциально допустимые схемы коробок с требуемыми функциями.

Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре DD с узловыми точками A1, B1 (рис. 3, а)

В соответствии со структурой (рис. 3, а) и пунктом 6 принятых ограничений входное звено $GB1$ соединено с эпициклом $D1$, входные звенья $GB2$ и $GB3$ – с водилом $D1$, выходные звенья $GB1$ и $GB2$ – с солнечным колесом $D2$, а выходное звено $GB3$ – с эпициклом $D2$. В соответствии с пунктом 4 ограничений $GB1$ имеет две передачи, одна из которых – с паразитной шестерней. Параметры двухпоточных режимов $i_4 = i_6 = 1$ (см. табл. 1), а параметр двухпоточных режимов через $GB1$ и $GB3$, соответственно, $i_5 = 2$. В $GB1$ двухпоточный режим с $GB2$ происходит через передачу с паразитной шестерней, а с $GB3$ – в зависимости от того,

какая из муфт – $c3$ или $c6$ включена. Если включена $c3$, то двухпоточных режим через $GB1$ и $GB3$ должен производиться через передачу без паразитной шестерни, если включена $c6$ – через передачу с паразитной шестерней. В $GB2$ установим одну передачу, а в $GB3$ две, тогда по формуле (1) получим 14 ступеней в синтезируемой коробке передач, из которых одна – передача заднего хода. Для однонаправленного вращения входного I и выходного O валов между внутренними GB и входными звеньями дифференциала $D2$ установим дополнительные валы с парами зубчатых колес. Полученная кинематическая схема коробки передач представлена на рис. 4, а ее режимы работы в зависимости от включенных элементов управления – в табл. 2. Здесь и далее в таблицах включенные элементы управления показаны знаком «х», R – передача заднего хода.

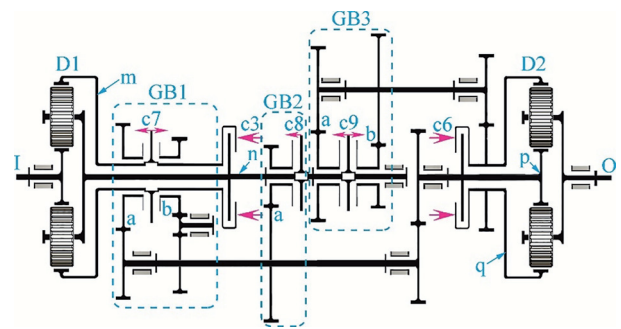


Рис. 4. Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре DD

Таблица 2

Ступени и режимы работы коробки передач (рис. 4)

№ ступени, режим	Состояние элементов управления							i_{10}	
	c7		c8		c9		c3		c6
	a	b	a	a	b				
1	=		x	x				x	4,911
2	=		x		x			x	3,719
3	≡		x	x	x				3,574
4	-	x					x	x	3,219
5	=		x			x		x	2,806
6	≡		x	x		x			2,239
7	-			x			x	x	1,682
8	=	x			x		x		1,398
9	=			x	x		x		1,224
10	-				x		x	x	1,063
11	=	x				x	x		0,832
12	=			x		x	x		0,767
13	≡					x	x	x	0,588
14R	-		x				x	x	-1,809

Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре DDO (рис. 3, б)

В соответствии с пунктом 6 ограничений входные звенья GB1 и GB2 соединены с эпициклом D1, входное звено GB3 соединено с водилом D1, а выходное – с выходным валом O; выходное звено GB1 соединено с солнечным колесом D2, выходное звено GB2 – с эпициклом D2. В соответствии с пунктом 4 ограничений GB1 и GB2 имеют по две передачи, одна из которых – с паразитной шестерней. В соответствии с табл. 1 параметры двухпоточных режимов всех GB $i_4 = i_5 = i_6 = 1$. На двух- и трехпоточных режимах через GB1 и GB2 включаются передачи с паразитными шестернями. Установим в GB3 две передачи, тогда по формуле (1) получим 14 ступеней в синтезируемой коробке передач, три из которых – передачи заднего хода. Предполагая разнонаправленное вращение входного I и выходного O валов, получим кинематическую схему (рис. 5). Режимы работы синтезированной коробки передач представлены в табл. 3.

Таблица 3

Ступени и режимы работы коробки передач (рис. 5)

№ ступени, режим	Состояние элементов управления								i_{IO}	
	c7		c8		c9		c3	c6		
	a	b	a	b	a	b				
1	=		x			x			x	-4,355
2	=		x				x		x	-3,921
3	-	x						x	x	-3,084
4	≡		x	x		x				-2,439
5	=			x		x			x	-2,281
6	≡		x	x			x			-2,004
7	=			x			x		x	-1,847
8	=	x			x			x		-1,54
9	-				x			x	x	-1,23
10	-					x		x		-1,023
11	-						x	x		-0,786
12R	-		x					x	x	2,968
13R	=		x	x				x		0,672
14R	-			x				x	x	0,484

Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре IDD (рис. 3, в)

В структуре IDD разделение потока мощности происходит на входном валу I коробки передач, а в структуре DDO замыкание потока мощности производится на выходной вал. По-

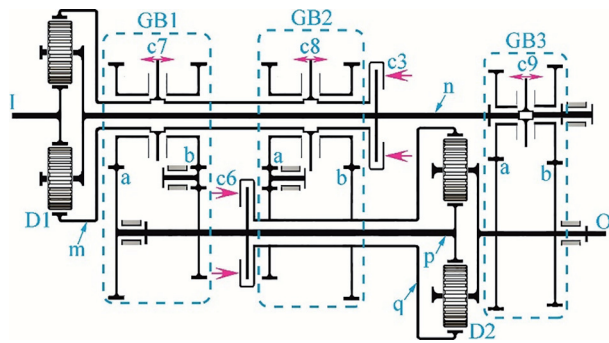


Рис. 5. Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре DDO

этому из схемы DDO можно всегда получить схему IDD, если поменять местами входное и выходное звенья. При этом передаточные числа реализуемых ступеней будут иметь обратные значения.

Синтезируем схему коробки передач по структуре IDD, в которой движение на входе коробки передач будет разделено после дифференциала D1, при этом два звена дифференциала и входное звено I образуют трехслойный вал. В соответствии со структурой (рис. 3, в) GB1 соединена с входным звеном I коробки передач. Выходное звено GB1 соединено с солнечным колесом D2, эпицикл D1 – с GB2, имеющей две передачи, одна из которых – с паразитной шестерней. GB3 соединено с водилом D1. Выходные звенья GB2 и GB3 замыкаются на один вал, который, соответственно, соединен с эпициклом D2. В соответствии с табл. 1 параметры двухпоточных режимов внутренних коробок передач $i_4 = i_5 = i_6 = 1$. В GB2 двухпоточный режим с GB3 происходит через передачу с паразитной шестерней, а с GB1 – через передачу, не имеющую паразитной шестерни. Если в GB1 будет две передачи, а в GB3 одна, то по формуле (1) получим 12 ступеней в синтезируемой коробке передач. Для однонаправленного движения входного I и выходного O валов между внутренними GB и входными зве-

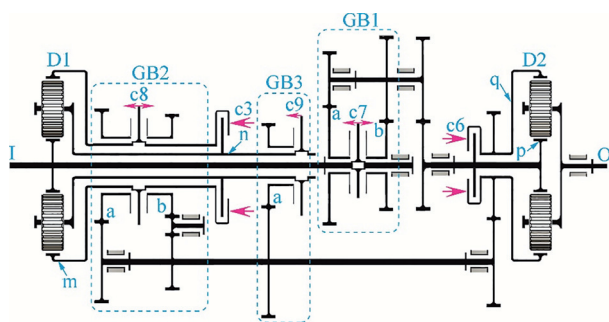


Рис. 6. Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре IDD

нями дифференциала $D2$ установим дополнительные валы с парами зубчатых колес. Полученная кинематическая схема коробки передач представлена на рис. 6, а ее режимы работы в зависимости от включенных элементов управления – в табл. 4.

Таблица 4

Ступени и режимы работы коробки передач (рис. 6)

№ ступени, режим	Состояние элементов управления						i_{IO}	
	c7		c8		c9	c3		c6
	a	b	a	b	a			
1	=			x	x		x	5,35
2	≡	x		x	x			4,268
3	-	x					x	3,211
4	=	x			x	x		2,246
5	-				x	x	x	1,891
6	=	x		x			x	1,253
7	≡		x		x	x		1,017
8	-			x			x	0,909
9	=		x		x	x		0,838
10	=		x	x			x	0,647
11	-		x				x	0,44
12R	-			x		x	x	-0,254

Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре IDDO (рис. 3, з)

В структуре IDDO входной поток разделяется между GB1 и дифференциалом D1. В соответствии с пунктом 6 ограничений выходные звенья GB1 соединены с солнечным колесом D2, эпицикл D1 – с GB2, в которой имеется две передачи, одна из них – с паразитной шестерней. Выходные звенья GB2 соединены с эпициклом D2. Дифференциал D2 суммирует потоки от GB1 и GB2. Водило D1 соединено с входным звеном GB3, выходное звено которой соединено с выходным валом коробки передач.

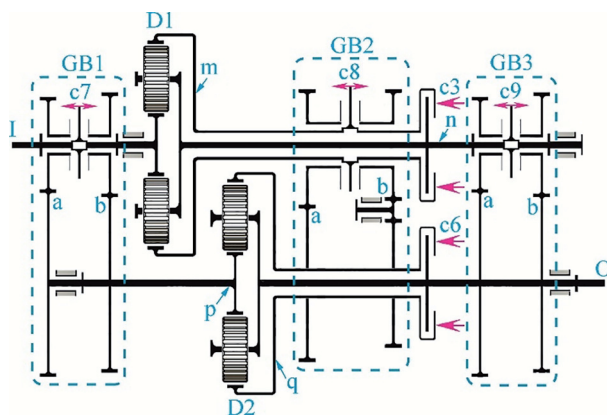


Рис. 7. Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре IDDO

В соответствии с табл. 1 двухпоточные режимы через GB1 и GB3 в структуре IDDO невозможны. Параметры остальных двухпоточных режимов будут равны $i_4 = i_6 = 1$. Если в каждой GB будет по две передачи, то в соответствии с (1) получим 14-ступенчатую коробку передач. Предполагая разнонаправленное вращение входного I и выходного O валов, получим кинематическую схему (рис. 7). Режимы работы синтезированной коробки передач представлены в табл. 5.

Таблица 5

Ступени и режимы работы коробки передач (рис. 7)

№ ступени, режим	Состояние элементов управления						i_{IO}		
	c7		c8		c9			c3	c6
	a	b	a	b	a	b			
1	≡		x		x		x	-7,452	
2	=				x	x		x	-5,484
3	≡	x			x		x	-4,528	
4	=				x		x	-3,618	
5	-	x						x	-2,616
6	-		x					x	-1,896
7	-					x		x	-1,45
8	≡		x		x	x			-1,207
9	=	x		x			x		-1,1
10	=		x	x			x		-1,039
11	-			x			x	x	-0,82
12	≡	x			x	x			-0,734
13	-						x	x	-0,611
14R	-				x		x	x	1,841

Определение передаточных чисел

После построения кинематической схемы коробки передач возникает задача ее параметрического синтеза, которая заключается в поиске передаточных чисел пар зубчатых колес внутренних GB1, GB2, GB3 и дифференциалов D1, D2, которые обеспечивают ряд передаточных чисел i_{IO} , наиболее близкий к заданному. Критерии близости могут быть различными. В настоящей работе исключительно для демонстрации последовательности переключений передач принят критерий минимума суммы квадратичных отклонений ряда заданных значений передаточных чисел от реализуемых синтезированной коробкой передач [22].

Результаты оптимизации для всех синтезированных коробок передач приведены в табл. 6, а полученные при этих параметрах передаточные числа i_{IO} от входного вала I к выходному валу O – в последних столбцах каждой из табл. 2–5.

**Передаточные числа пар зубчатых колес синтезированных
трехпоточных вально-планетарных коробок передач (рис. 4–7)**

Кинематическая схема	DD (рис. 4)	DDO (рис. 5)	IDD (рис. 6)	$IDDO$ (рис. 7)	
$GB1$	$c7a$	-2,879	-3,084	-2,885	-2,616
	$c7b$	1,618	2,968	-0,395	-1,896
$GB2$	$c8a$	-1,505	0,484	-1,429	-0,82
	$c8b$	–	-1,23	0,4	1,841
$GB3$	$c9a$	-1,172	-1,023	-2,974	-1,45
	$c9b$	-0,649	-0,786	–	-0,611
дополнительные передачи	i_p	-1,118	–	-1,113	–
	i_q	-0,907	–	-0,636	–
$D1$	$i_{lm}^{(n)}$	-0,925	-0,835	-1,612	-1,226
$D2$	$i_{pq}^{(o)}$	-1,792	-1,986	-1,492	-1,698

Коробки передач по структурам DDO (рис. 5), IDD (рис. 6) имеют две, а коробка $IDDO$ (рис. 7) четыре ступени, на которых включены только два элемента управления. Любой из незадействованных элементов управления также может быть включен на этих ступенях. Тогда следующая ступень при необходимости может быть заранее подготовлена до непосредственного включения. Например, в коробке передач DDO (рис. 5) при включенной 11-й ступени муфта $c6$ может быть тоже включена, тогда переход на 2-ю или 7-ю ступени может производиться выключением муфты $c3$ и включением, соответственно, $c7b$ или $c8a$. Таким образом, коробки передач структур DDO , IDD и $IDDO$ имеют дополнительные функциональные возможности.

В синтезированных коробках передач (рис. 4–7) используются простые механизмы и всего пять элементов управления, три из которых включены на каждой ступени, что снижает потери энергии в незадействованных элементах. Малое число пар зубчатых колес позволяет утверждать, что полученные коробки передач имеют высокий КПД.

Выводы

1. Для получения простых конструкций коробок передач транспортных и тяговых средств, реализующих больше 10 ступеней, предложено использовать комбинированные вально-планетарные коробки передач, состоящие из двух планетарных механизмов и передач с неподвижными осями зубчатых колес. По числу параллельных потоков передачи мощно-

сти такие схемы соединения механизмов называются трехпоточными.

2. Построены возможные структурные схемы трехпоточных вально-планетарных коробок передач в соответствии с местами расположения планетарных механизмов, входных и выходных звеньев, и проведена классификация структурных схем. Проведен анализ режимов работы трехпоточных коробок передач, и получено соотношение, определяющее максимально возможное число реализуемых ступеней. Определены схемы коробок передач, обладающих дополнительными функциональными возможностями по построению систем управления переключениями ступеней.

3. Предложена методика синтеза кинематических схем трехпоточных вально-планетарных коробок передач. С использованием этой методики получены четыре кинематических схемы трехпоточных 12- и 14-ступенчатых коробок передач, имеющие всего 5 элементов управления, отличающихся использованием простых механизмов и высоким КПД.

Исследование выполнено при поддержке гранта Российского научного фонда (проект № 17-79-10493).

Литература

- Ota H., Nozaki K., Honda A., Kinoshita M., Aoki T., Todo M., Iwase M. Toyota's World First 8-Speed Automatic Transmission for Passenger Cars // SAE Technical Paper 2007-01-1101, 2007. URL: <https://doi.org/10.4271/2007-01-1101>.

2. Dong P., Liu Y., Tenberge P., Xu X. Design and analysis of a novel multi-speed automatic transmission with four degrees-of-freedom // *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 108, 2017, P. 83–96. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.10.013>.
3. Саламандра К.Б. Современные методы синтеза автоматических планетарных коробок передач // *Известия МГТУ «МАМИ»*. 2017. № 3 (33). С. 49–55.
4. Косов В.П. Вально-планетарные коробки передач с тремя степенями свободы // *Вестник Курганского государственного университета*. Серия: Технические науки. 2010. № 17. С. 34–37.
5. Альгин В.Б. Анализ, синтез и классификация структурных и кинематических схем трансмиссий с тремя степенями свободы // *Механика машин, механизмов и материалов*. 2011. № 4 (17). С. 29–36.
6. Furstner H.J. *Automatische Fahrzeuggetriebe*. Springer, Berlin, Heidelberg. 1991. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-84118-7>.
7. Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. *Automotive Transmissions*. Springer, Berlin, Heidelberg. 2011. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-16214-5>.
8. Волков Д.П., Крайнев А.Ф. *Трансмиссии строительных и дорожных машин*. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1974. 424 с.
9. Шарипов В.М. *Конструирование и расчет тракторов*. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
10. Шарипов В.М., Крумбольдт Л.Н., Маринкин А.П. *Планетарные коробки передач. Методы выбора наиболее рациональных схем планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин*. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 122 с.
11. Müller H.W. *Die Umlaufgetriebe*. Konstruktionsbücher, vol 28. Springer, Berlin, Heidelberg. 1998. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-58725-2>.
12. Zhang, X. W., Li, C. T., Kum, D., Peng, H. Prius(+) and volt(-): Configuration analysis of powersplit hybrid vehicles with a single planetary gear // *IEEE Trans. Vehicular Technology*. 2012. Vol. 61. No 8. P. 3544–3552. URL: <https://doi.org/10.1109/TVT.2012.2208210>.
13. Kraynev A., Salamandra K., Raghavan M. Synthesis of the Two-Stream Transmissions // *Power Transmissions. Mechanisms and Machine Science*, vol 13. Springer, Dordrecht. 2013. P. 335-345. URL: https://doi.org/10.1007/978-94-007-6558-0_25.
14. Саламандра К.Б. Структурный анализ и синтез двухпоточных коробок передач транспортных средств // *Вестник научно-технического развития*. 2015. № 1 (89). С. 25–35. URL: <http://vntr.ru/ftpgetfile.php?id=828>.
15. Антонов А.С. *Силовые передачи колесных и гусеничных машин. Теория и расчет*. Л.: Машиностроение, 1975. 480 с.
16. Крайнев А.Ф., Астаhev В.К., Саламандра К.Б., Орешкин В.Е. Коробка передач: патент на изобретение № 2391588, Российская Федерация. Опубликовано 10.06.2010. Бюл. № 16.
17. Kraynev A.F., Astahev V.K. Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-Speed Transmission with Planetary and Layshaft Gears: патент на изобретение № 8360918, США. Опубликовано 29.01.2013.
18. Kraynev A.F., Astahev V.K. Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-Speed Transmission: патент на изобретение № 8360919, США. Опубликовано 29.01.2013.
19. Kraynev A.F., Astahev V.K. Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-Speed Transmission with Eight Torque-Transmitting Mechanisms: патент на изобретение № 8398524, США. Опубликовано 19.03.2013.
20. Salamandra K.B., Orashkin V.E., Raghavan M. Transmission with Mixed Planetary Layshaft Structure: патент на изобретение № 8439787, США. Опубликовано 14.05.2013.
21. Matthes, B. Dual Clutch Transmissions – Lessons Learned and Future Potential // *SAE Technical Paper 2005-01-1021*, 2005. URL: <https://doi.org/10.4271/2005-01-1021>.
22. Саламандра К.Б. Параметрический синтез двухпоточных многоскоростных передач // *Справочник. Инженерный журнал*. 2009. № 9. С. 12–18.

References

1. Ota H., Nozaki K., Honda A., Kinoshita M., Aoki T., Todo M., Iwase M. Toyota's World First 8-Speed Automatic Transmission for Passenger Cars. *SAE Technical Paper 2007-01-1101*, 2007. URL: <https://doi.org/10.4271/2007-01-1101>.
2. Dong P., Liu Y., Tenberge P., Xu X. Design and analysis of a novel multi-speed automatic transmission with four degrees-of-freedom. *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 108, 2017, P. 83–96. URL: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.10.013>.
3. Salamandra K.B. Modern methods of synthesis of automatic planetary gearboxes. *Izvestiya MG TU «MA MI»*. 2017. No 3 (33), pp. 49–55 (in Russ.).
4. Kosov V.P. Planetary gearbox with three degrees of freedom. *Vestnik Kurganskogo gosudarstvennogo universiteta*. Seriya: Tekhnicheskie nauki. 2010. No 17, pp. 34–37 (in Russ.).

5. Al'gin V.B. Analysis, synthesis and classification of structural and kinematic schemes of transmissions with three degrees of freedom. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov*. 2011. No 4(17), pp. 29–36 (in Russ.).
6. Firster H.J. *Automatische Fahrzeuggetriebe*. Springer, Berlin, Heidelberg. 1991. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-84118-7>.
7. Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. *Automotive Transmissions*. Springer, Berlin, Heidelberg. 2011. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-16214-5>.
8. Volkov D.P., Kraynev A.F. *Transmissii stroitel'nykh i dorozhnykh mashin. Spravochnoe posobie [Transmission of construction and road machinery. Handbook]*. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1974, 424 p.
9. Sharipov V.M. *Konstruirovaniye i raschet traktorov [Designing and calculation of the tractors]*. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2009. 752 p.
10. Sharipov V.M., Krumbol'dt L.N., Marinkin A.P. *Planetarnye korobki peredach. Metody vybora naibolee ratsional'nykh skhem planetarnykh korobok peredach transportnykh i tyagovykh mashin [Planetary gearboxes. Methods for selecting the most rational schemes for planetary gearboxes for transport and traction machines]*. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 122 p.
11. Müller H.W. *Die Umlaufgetriebe. Konstruktionsbücher*, vol 28. Springer, Berlin, Heidelberg. 1998. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-58725-2>.
12. Zhang, X. W., Li, C. T., Kum, D., Peng, H. Prius(+) and volt(-): Configuration analysis of power-split hybrid vehicles with a single planetary gear. *IEEE Trans. Vehicular Technology*. 2012. Vol. 61. No 8. P. 3544–3552. URL: <https://doi.org/10.1109/TVT.2012.2208210>.
13. Kraynev A., Salamandra K., Raghavan M. Synthesis of the Two-Stream Transmissions. *Power Transmissions. Mechanisms and Machine Science*, vol 13. Springer, Dordrecht. 2013. P. 335–345. URL: https://doi.org/10.1007/978-94-007-6558-0_25.
14. Salamandra K.B. Structural analysis and synthesis of double-flow transmissions of vehicles. *Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiya*. 2015. No 1(89), pp. 25–35 (in Russ.). URL: <http://vntr.ru/ftpgetfile.php?id=828>.
15. Antonov A.S. *Silovye peredachi kolesnykh i gusenichnykh mashin. Teoriya i raschet [Power transmission of wheeled and caterpillar vehicles. Theory and calculation]*. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1975. 480 p.
16. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Oreshkin V.E. *Korobka peredach [Gearbox]*: patent na izobretenie No 2391588, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 10.06.2010. Byul. No 16.
17. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. *Multi-Speed Transmission with Planetary and Layshaft Gears [Многоскоростная трансмиссия с планетарными передачами и промежуточными валом]*: patent na izobretenie No 8360918, SShA. Opublikovano 29.01.2013.
18. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. *Multi-Speed Transmission [Многоскоростная трансмиссия]*: patent na izobretenie No 8360919, SShA. Opublikovano 29.01.2013.
19. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. *Multi-Speed Transmission with Eight Torque-Transmitting Mechanisms [Многоскоростная трансмиссия с восемью механизмами передачи крутящего момента]*: patent na izobretenie No 8398524, SShA. Opublikovano 19.03.2013.
20. Salamandra K.B., Oreshkin V.E., Raghavan M. *Transmission with Mixed Planetary Layshaft Structure [Трансмиссия с смешанной планетарной структурой]*: patent na izobretenie No 8439787, SShA. Opublikovano 14.05.2013.
21. Matthes, B. *Dual Clutch Transmissions – Lessons Learned and Future Potential*. SAE Technical Paper 2005-01-1021, 2005. URL: <https://doi.org/10.4271/2005-01-1021>.
22. Salamandra K.B. Parametric synthesis of double-glow multispeed transmissions. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal*. 2009. No 9, pp. 12–18 (in Russ.).