

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО

УДК 629.1-46

DOI: 10.46960/1816-210X_2022_2_69

ВЫБОР ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ МОНОБЛОЧНЫХ РОБОТИЗИРОВАННЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

С.А. ГорожанкинORCID: 0000-0001-7093-881X e-mail: s.a.gorozhankin@donnasa.ruДонбасская национальная академия строительства и архитектуры
*Макеевка, Донецкая Народная республика***Н.В. Савенков**ORCID: 0000-0003-3803-9528 e-mail: n.v.savenkov@donnasa.ruДонбасская национальная академия строительства и архитектуры
Макеевка, Донецкая Народная республика

Рассмотрены схемы построения серийных роботизированных коробок передач, предназначенных для автомобилей различных категорий. Выполнена их сравнительная оценка на основании относительных габаритов, влияния компоновочной схемы на реализуемый ряд передаточных чисел, предпочтительности применения и количества зубчатых колес. Поставлена задача уменьшить это количество, и, соответственно, габариты и массу рассматриваемых агрегатов, предназначенных для применения в конструкции автотранспортных средств категорий N_3 и M_3 при сохранении принятого количества передач переднего хода, характерного для многоблочных многоступенчатых коробок передач традиционной конструкции.

Предложены различные схемы многоступенчатых роботизированных коробок передач с использованием как отдельных конструкций механизмов сцепления, так и механизмов сдвоенного сцепления. Рассматриваются конструктивные особенности, основные кинематические соотношения, компоновочные закономерности, возможные законы изменения рядов передаточных чисел и отклонения от этих законов для механических коробок передач известных конструкций. Предложен подход к выбору геометрических параметров зубчатых зацеплений.

Ключевые слова: грузовой автомобиль, многоступенчатая коробка передач, роботизированная коробка передач, кинематическая схема, передаточное число, количество передач, ряд передаточных чисел, межосевое расстояние, зубчатая передача, оптимизация.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Горожанкин, С.А. Выбор передаточных чисел моноблочных роботизированных коробок передач / С.А. Горожанкин, Н.В. Савенков // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2022. № 2. С. 69-83.
DOI: 10.46960/1816-210X_2022_2_69

SELECTION OF GEAR RATIOS OF MONOBLOCK ROBOTIC GEARBOXES

S.A. GorozhankinORCID: 0000-0001-7093-881X e-mail: s.a.gorozhankin@donnasa.ruDonbas National Academy of Civil Engineering and Architecture
*Makeevka, Donetsk People's Republic***N.V. Savenkov**ORCID: 0000-0003-3803-9528 e-mail: n.v.savenkov@donnasa.ruDonbas National Academy of Civil Engineering and Architecture
Makeevka, Donetsk People's Republic

Abstract. Schemes of construction of serial robotic gearboxes designed for automobiles of various categories, are considered. Their comparative evaluation on the basis of relative dimensions, the influence of layout scheme on implemented sequence of gear ratios, the preference for use, and the number of gears, was carried out. Problem is set to reduce this number, and, accordingly, the dimensions and weight of the considered units intended for use in the construction of motor vehicles of categories N_3 and M_3 while maintaining the accepted number of forward gears specific to multi-block multiple-speed gearboxes of traditional design.

Various schemes of multiple-speed robotic gearboxes using both separate designs of clutch mechanisms and dual clutch mechanisms, are proposed. Structural features, basic kinematic relations, layout patterns, possible laws of change in the sequence of gear ratios and deviations from these laws for mechanical gearboxes of known designs, are considered. Approach to selection of geometric parameters of gears is proposed.

Key words: truck, multiple-speed gearbox, robotic gearbox, kinematic scheme, gear ratio, number of gears, sequence of gear ratios, center distance, gear transmission, optimization.

FOR CITATION: S.A. Gorozhankin, N.V. Savenkov. Selection of gear ratios of monoblock robotic gearboxes. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2022. № 2. Pp. 69-83. DOI: 10.46960/1816-210X_2022_2_69

Введение

Роботизированные коробки перемены передач (РКП) широко распространены в конструкции современного автомобиля. Их ключевым отличием от традиционной механической ступенчатой коробки передач (КП) является наличие системы автоматического управления механизмами сцепления, а также выбора и переключения передач. Таким образом, РКП – это механическая ступенчатая КП с автоматическим управлением.

В настоящее время широко применяются два основных типа РКП – оснащенные механизмом двойного сцепления (преселективные) и оснащенные одинарным сцеплением. Основное преимущество первых – относительно малое время переключения передач (до 0,1...0,2 с), а также практически полное отсутствие при этом разрывов энергосилового потока. Наиболее распространены серийные модели DSG (Volkswagen), I-Shift Dual Clutch (Volvo), PDK (Porsche), Alfa TCT (Alfa Romeo), PowerShift (Ford), Twin-Clutch SST (Mitsubishi) и т.д. Среди недостатков данных конструкций – снижение скорости переключений при замедлении автомобиля, увеличение продольного габаритного размера с ростом числа передач, значительное усложнение конструкции и более высокая стоимость. Основным преимуществом второго типа РКП является простота конструкции, которая фактически повторяет устройство традиционной механической ступенчатой КП и может быть создана на базе ее серийной модели. К этому типу РКП относятся: MultiMode (Toyota), Easytronic (Opel), Allshift (Mitsubishi), I-Shift (Volvo) и т.д. В грузовых автомобилях и автобусах применение РКП также эффективно, поскольку использование автоматических коробок передач традиционных типов (гидромеханических и бесступенчатых) для тяжелых грузовиков и тягачей встречает значительные конструктивные сложности. Кроме того, ввиду относительно невысокого среднего эксплуатационного КПД этих агрегатов, существенно возрастает путевой расход топлива. Вследствие указанных причин, для таких АТС рациональным является применение РКП. В настоящее время создано значительное число их конструкций, причем количество передач в таких агрегатах обычно лежит в пределах 8-20 [1].

Обычно при числе передач более шести механические КП снабжены делителем и (или) демультпликатором, которые значительно расширяют их возможности в плане увеличения числа передач и расширения диапазона передаточных чисел (ПЧ). Аналогичные схемы также применены и при конструировании РКП, например I-Shift AT2412D фирмы Volvo [2]. Использование столь сложного агрегата (фактически эту КП следует рассматривать как многоблочную, содержащую три сопряженных блока – одна основная и две КП) нельзя считать рациональным. Одним из направлений, позволяющим избежать увеличения размеров и обеспечить все преимущества РКП, становится компоновка многоступенчатой РКП по преселективной схеме.

Основной целью настоящей работы является исследование и оптимизация трехвальных схем с механизмом «двойного сцепления», хорошо зарекомендовавшим себя в конструкциях преселективных РКП.

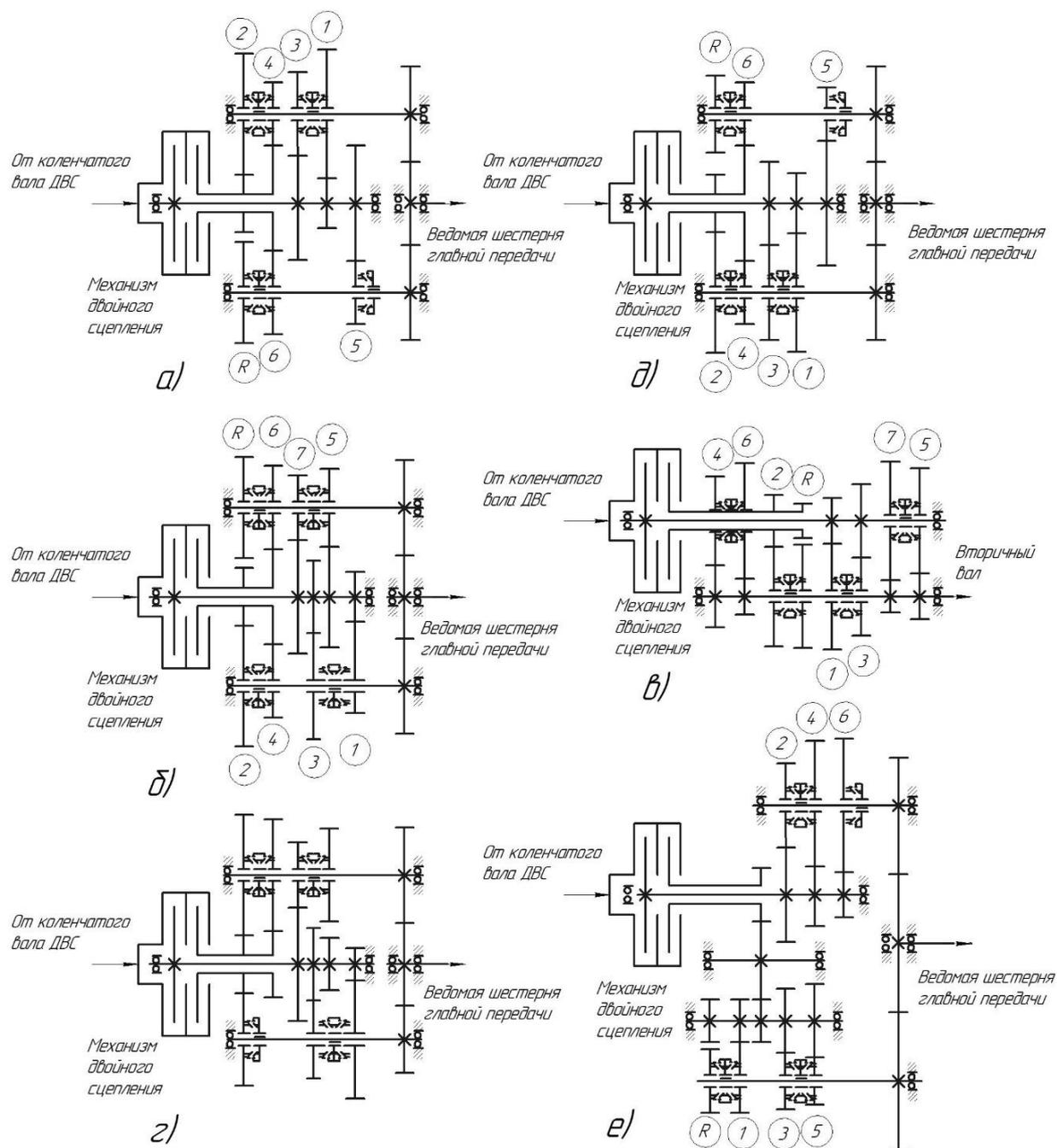


Рис. 1. Распространенные схемы серийных преселективных РКП:
 а) DSG-6(DQ-250); б) DSG-7(DQ-200); в) DSG-7-OB5/OCJ/OCL/OCK (DL 501 / DL 382), Porsche PDK; г) Alfa TCT; д) Ford PowerShift; е) Mitsubishi Twin-Clutch SST (TC-SST)

Fig. 1. Common schemes of serial preselective RGB:
 а) DSG-6(DQ-250); б) DSG-7(DQ-200); в) DSG-7-OB5/OCJ/OCL/OCK (DL 501 / DL 382), Porsche PDK; г) Alfa TCT; д) Ford PowerShift; е) Mitsubishi Twin-Clutch SST (TC-SST)

Теоретический анализ

В общем случае для моноблочной ступенчатой механической КП число зубчатых колес передач переднего хода составляет $2n_m$ (n_m – общее число передач переднего хода), не считая 2-3 дополнительных колес передачи заднего хода. Для многоступенчатых КП, оснащенных делителем и демультипликатором, рассматриваемая величина может составлять $1 \cdot n_m$ [3]. Общее количество зубчатых колес n_k , реализующих работу преселективной РКП, определяется зависимостью:

$$n_k = \sum_1^i n_{Si} + n_{II} = n_m \cdot \frac{n_k}{n_m}, \quad (1)$$

где n_m – количество передач переднего хода, реализуемое в КП; n_{II} – количество зубчатых колес постоянного зацепления; n_{Si} – количество зубчатых колес в i -й условной приводной плоскости; i – количество условных приводных плоскостей в КП.

Отношение в правой части приведенного выражения (n_k/n_m) представляет собой отношение общего количества зубчатых колес КП, реализующих передачи переднего хода, к их общему числу, и при прочих равных определяет технический уровень редуктора [4], а также его КПД [5]. Так, например, в КП модели DSG-6(DQ-250) (рис. 1а) общее количество приводных плоскостей составляет $i=5$, две из которых реализуются первичным валом четных передач, а оставшиеся – первичным валом нечетных передач. Количество приводных плоскостей с тремя зубчатыми колесами составляет 1 – для шестой и четвертой передачи, а количество приводных плоскостей с двумя зубчатыми колесами (что характерно для КП традиционных схем) составляет 4 – для 2-й, 3-й, 1-й и 5-й передач. Количество колес постоянного зацепления составляет $n_{II} = 5$ (с учетом колес заднего хода). В этом случае для КП DSG-6(DQ-250) $n_k = 3 \cdot 1 + 2 \cdot 1 + 2 \cdot 1 + 2 \cdot 1 + 2 \cdot 1 + 5 = 3 \cdot 1 + 4 \cdot (2 \cdot 1) + 5 = 16$ или $2,67 \cdot n_m$. В табл. 1 данный параметр приведен для схем, изображенных на рис. 1. Достоинством схем а), б), г) и д), ввиду наличия зубчатых передач постоянного зацепления, является возможность организации с помощью этих передач функции главной передачи. Это решение находит применение в конструкциях АТС с поперечным расположением двигателя, расположенного около ведущей оси. При этом общее количество зубчатых колес в трансмиссии может быть уменьшено. Основное преимущество схемы в), получившей распространение на автомобилях с продольным расположением ДВС – сравнительно меньший радиальный размер, но больший осевой, а также уменьшенное количество зубчатых колес (ввиду отсутствия шестерен постоянного зацепления). В общем случае, с увеличением числа передач n_m , величина n_k асимптотически приближается к значению $n_k = \sum n_{Si}$; с ростом n_{Si} осевой размер КП сокращается, n_k уменьшается, но реализовать требуемый ряд передаточных чисел становится сложнее – ввиду компоновочных ограничений.

Для механических ступенчатых КП традиционной конструкции с цилиндрическими передачами величина n_k определяется выражением:

$$n_k = 2 \cdot \left[(n_{дел} - 2) + 1 + \frac{n_m + n_{\delta}}{n_{дем} \cdot n_{дел}} + n_{дем} \right] + n_{II}, \quad [n_{дем} > 1]; \quad (2)$$

$$n_k = 2 \cdot \left[(n_{дел} - 2) + 1 + \frac{n_m + n_{\delta}}{n_{дем} \cdot n_{дел}} \right] + n_{II}, \quad [n_{дем} = 1], \quad (3)$$

где $n_{дел}$ и $n_{дем}$ – количество передач, реализуемое делителем и демультипликатором соответственно, n_{δ} – количество заблокированных общих передаточных чисел.

По данным табл. 1 и 2 можно сделать вывод, что самый худший по критерию n_k/n_m (МАЗ 6422) вариант рассмотренных схем многоблочных КП всего лишь на 23 % превосходит самый лучший по тому же критерию вариант РКП (DSG-7-OB5)

Таблица 1.

Параметры серийных преселективных РКП

Table 1.

Parameters of serial preselective RGB

Параметр	Volkswagen DSG-6(DQ- 250)	Volkswagen DSG-7 (DQ-200)	Volkswagen DSG-7-OB5	Alfa Romeo Alfa TCT	Ford PowerShift	Mitsubishi Twin-Clutch SST
n_m	6	7	7	6	6	6
n_k	$2,67 \cdot n_m$	$2,57 \cdot n_m$	$2,43 \cdot n_m$	$2,83 \cdot n_m$	$2,67 \cdot n_m$	$3,5 \cdot n_m$
n_{II}	5	5	3	6	5	6

Таблица 2.

Параметры серийных многоступенчатых механических многоблочных КП

Table 2.

Parameters of serial multiple-speed mechanical multi-block GB

Параметр	Volvo I-Shift AT2412D	КамАЗ 5410	МАЗ-239	МАЗ 6422
n_m	12	10	9	8
$n_{дел}$	2	2	1	1
$n_{дем}$	2	1	2	2
n_{II}^*	3	3	3	3
$n_б$	0	0	1	0
n_k	$1,25 \cdot n_m$	$1,5 \cdot n_m$	$1,89 \cdot n_m$	$1,88 \cdot n_m$
*- зубчатые колеса, реализующие передачу заднего хода				

Предлагаемые в настоящей работе схемы преселективных РКП для грузовых автомобилей и автобусов показаны на рис. 2. Агрегаты отличаются уменьшенным числом зубчатых колес, которое в общем случае составляет $1,5n_m + n_{II}$. Это может быть осуществлено по различным схемам.

Конструкция, схема которой представлена на рис. 2а, позволяет существенно уменьшить длину валов и, соответственно, их прогиб при нагрузках. Продольные размеры РКП уменьшаются, хотя ее поперечный габарит (ширина) возрастает. Однако, учитывая, что для ее ширины при установке на грузовые автомобили значительных ограничений обычно нет, такое решение является приемлемым, причем вторичный и промежуточные валы могут располагаться в разных плоскостях (V-образно). Отличительной особенностью приведенной схемы является постоянное зацепление каждого из колес вторичного вала с обоими промежуточными валами. Таким образом, для каждой i -й условной приводной плоскости (от «С» до «Н», рис. 2а) параметр $n_{Si} = 3$ – формула (1). Другим достоинством такой РКП является возможность увеличения числа передач до 12-16 и расширения диапазона передаточных чисел без дополнительных агрегатов (делителя и демультипликатора). Число зубчатых колес при этом составляет $1,5n_m + 7$ (с учетом задней передачи). Например, для 12-ступенчатой РКП рассматриваемой схемы ($n_m=12$) суммарное количество зубчатых колес, с учетом передачи заднего хода, составляет 25 или $2,08 \cdot n_m$. В то же время для традиционных моноблочных механических ступенчатых КП $2,42 \cdot n_m$, а для многоступенчатых КП с делителем и демультипликатором $1,25 \cdot n_m$ (рис. 3).

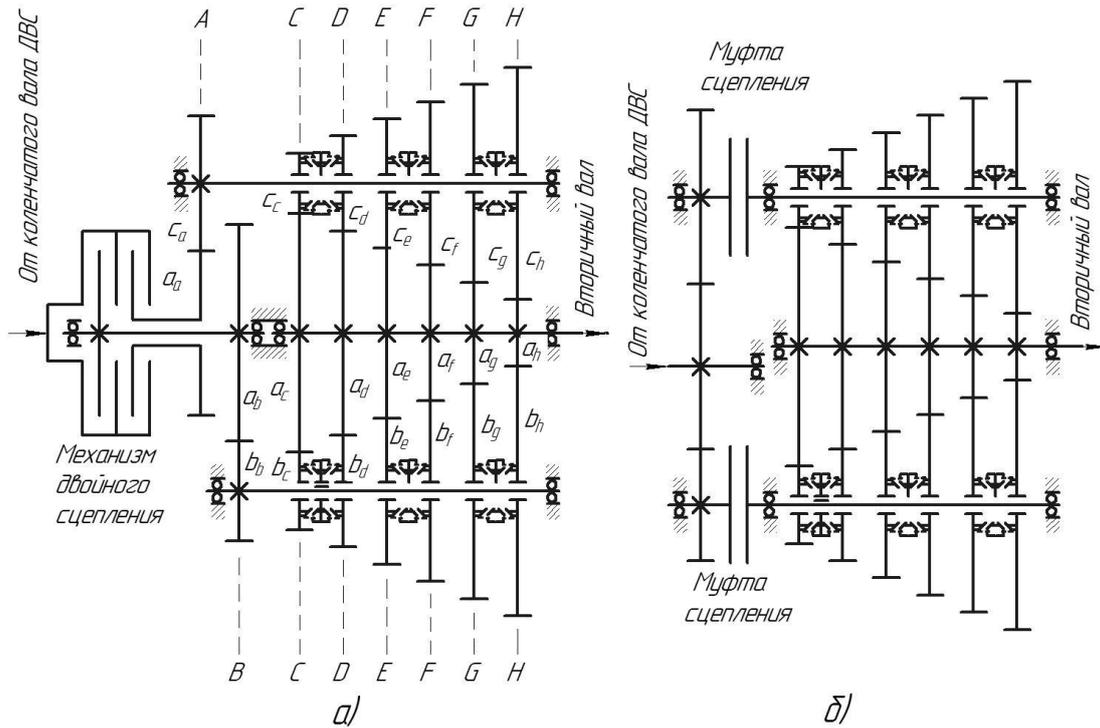


Рис. 2. Предлагаемые схемы роботизированных КП с двумя промежуточными валами (зубчатые колеса заднего хода условно не показаны):
 а) с механизмом сдвоенного сцепления; б) с двумя механизмами сцепления

Fig. 2. Proposed schemes of robotic gearboxes with two intermediate shafts (reverse gear wheels are not conventionally shown):
 a) with a dual clutch mechanism; b) with two clutch mechanisms

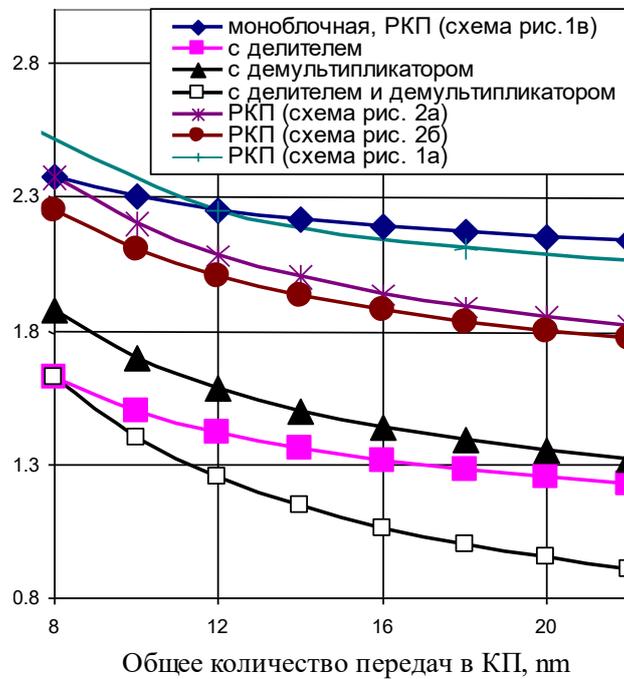


Рис. 3. Зависимость отношения n_k/n_m от количества передач переднего хода для различных конструкций механических ступенчатых КП

Fig. 3. Dependence of the n_k/n_m ratio on the number of forward gears for various designs of mechanical step-by-step gearbox

Отношение n_k/n_m для схемы 2а можно уменьшить путем использования двух разделенных механизмов сцепления, включаемых попеременно при разгоне автомобиля (рис. 2б). В этом случае минимальное число зубчатых колес при $n_m=12$ сокращается до 24 ($2 \cdot n_m$). Но такое решение едва ли приемлемо, поскольку механизм сдвоенного сцепления практически исключает возможность подключения обоих промежуточных валов при движении, в то время как отдельные механизмы сцеплений не исключают их одновременного включения. Кроме того, схема, приведенная на рис. 2б, вероятнее всего, конструктивно сложнее, чем введение всего одного дополнительного зубчатого колеса в соответствии со схемой рис. 2а. Здесь передаточные числа КП, имеющей m передач переднего хода (в рассматриваемом примере их 12), определяются следующим образом:

1) для передач с нечетным порядковым номером (при передаче энергосилового потока через верхний промежуточный вал «с») результирующее ПЧ определяется произведением ПЧ зубчатой передачи постоянного зацепления U_{ac} (работающего в плоскости «А» и приводящей промежуточный вал «с», рис. 2а) и ПЧ соответствующей зубчатой передачи промежуточный вал «с» – вторичный вал «а» (работающей в одной из плоскостей «С»... Н):

$$U_1 = U_H = \frac{c_a}{a_a} \cdot \frac{a_c}{c_c} = U_{ac} \cdot \frac{a_c}{c_c}; \quad U_3 = \frac{c_a}{a_a} \cdot \frac{a_d}{c_d} = U_{ac} \cdot \frac{a_d}{c_d}; \quad U_5 = \frac{c_a}{a_a} \cdot \frac{a_e}{c_e} = U_{ac} \cdot \frac{a_e}{c_e};$$

$$U_7 = \frac{c_a}{a_a} \cdot \frac{a_f}{c_f} = U_{ac} \cdot \frac{a_f}{c_f}; \quad U_9 = \frac{c_a}{a_a} \cdot \frac{a_g}{c_g} = U_{ac} \cdot \frac{a_g}{c_g}; \quad U_{11} = \frac{c_a}{a_a} \cdot \frac{a_h}{c_h} = U_{ac} \cdot \frac{a_h}{c_h},$$

где a_a, c_a – делительные радиусы соответственно шестерни и зубчатого колеса передачи постоянного зацепления привода промежуточного вала нечетных передач «с»; $a_c...a_h$ – делительные радиусы зубчатых колес вторичного вала «а»; $c_c...c_h$ – делительные радиусы шестерен промежуточного вала нечетных передач «с»; U_H – ПЧ низшей передачи в КП;

2) для передач с четным порядковым номером (при передаче энергосилового потока через нижний промежуточный вал «b»), результирующее ПЧ определяется произведением ПЧ зубчатой передачи постоянного зацепления U_{ab} (работающего в плоскости «В» и приводящей промежуточный вал «b», рис. 2а), и ПЧ соответствующей зубчатой передачи промежуточный вал «b» – вторичный вал:

$$U_2 = \frac{b_b}{a_b} \cdot \frac{a_c}{b_c} = U_{ab} \cdot \frac{a_c}{b_c}; \quad U_4 = \frac{b_b}{a_b} \cdot \frac{a_d}{b_d} = U_{ab} \cdot \frac{a_d}{b_d}; \quad U_6 = \frac{b_b}{a_b} \cdot \frac{a_e}{b_e} = U_{ab} \cdot \frac{a_e}{b_e};$$

$$U_8 = \frac{b_b}{a_b} \cdot \frac{a_f}{b_f} = U_{ab} \cdot \frac{a_f}{b_f}; \quad U_{10} = \frac{b_b}{a_b} \cdot \frac{a_g}{b_g} = U_{ab} \cdot \frac{a_g}{b_g}; \quad U_{12} = U_B = \frac{b_b}{a_b} \cdot \frac{a_h}{b_h} = U_{ab} \cdot \frac{a_h}{b_h},$$

где a_b, b_b – делительные радиусы соответственно шестерни и зубчатого колеса передачи постоянного зацепления привода промежуточного вала четных передач «b»; $b_c...b_h$ – делительные радиусы шестерен промежуточного вала четных передач «b»; U_B – ПЧ высшей передачи в КП.

Таким образом, зависимости, определяющие результирующие ПЧ рассматриваемой КП, могут быть представлены в общем виде:

- для передач с нечетным порядковым номером ($m=1,3,5...$):

$$U_{н(m)} = U_{ac} \cdot \frac{a_{(m)}}{c_{(m)}} = U_{ac} \cdot U_{axc(m)}, \quad (1)$$

- для передач с четным порядковым номером ($m=2,4,6...$):

$$U_{ч(m)} = U_{ab} \cdot \frac{a_{(m)}}{b_{(m)}} = U_{ab} \cdot U_{axb(m)}, \quad (2)$$

где $a_{(m)}$ – делительный радиус зубчатого колеса вторичного вала «а» при включенной передаче m ; $c_{(m)}$ – делительный радиус шестерни промежуточного вала «с» при включенной пере-

даче m ; $b_{(m)}$ – делительный радиус шестерни промежуточного вала «b» при включенной передаче m ; $U_{axc(m)}$ – передаточное число зубчатой пары промежуточный вал «с» – вторичный вал «а», обеспечивающее формирование ПЧ передачи с нечетным порядковым номером m ; $U_{axb(m)}$ – передаточное число зубчатой пары промежуточный вал «b» – вторичный вал «а», обеспечивающее формирование ПЧ передачи с четным порядковым номером m .

Рассмотренные параметры для каждой из передач, участвующие в формировании общего ПЧ коробки передач, приведены в табл. 3.

Таблица 3.

Составляющие для определения ПЧ 12-ступенчатой РКП предлагаемой схемы

Table 3.

Constituents for determining of GR of the 12-step RGB of the proposed scheme

Параметры режима РКП	Порядковый номер включенной передачи переднего хода, m											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ПЧ постоянного зацепления, привод промежуточного вала	U_{ac}	U_{ab}	U_{ac}	U_{ab}	U_{ac}	U_{ab}	U_{ac}	U_{ab}	U_{ac}	U_{ab}	U_{ac}	U_{ab}
Плоскость работы зубчатой передачи постоянного зацепления	А	В	А	В	А	В	А	В	А	В	А	В
$a_{(m)}$	a_c		a_d		a_e		a_f		a_g		a_h	
$c_{(m)}$	c_c	-	c_d	-	c_e	-	c_f	-	c_g	-	c_h	-
$b_{(m)}$	-	b_c	-	b_d	-	b_e	-	b_f	-	b_g	-	b_h
Плоскость передачи с промежуточного вала на вторичный вал, n	С		D		E		F		G		H	

С учетом обеспечения необходимых значений U_H и U_B , соответственно, при включении низшей и высшей передач, на зависимости (1) и (2) накладываются частные условия:

$$U_{n(1)} = U_{ac} \cdot \frac{a_{(1)}}{c_{(1)}} = U_{ac} \cdot \frac{a_c}{c_c} = \frac{c_a}{a_a} \cdot \frac{a_c}{c_c} = U_H, \quad (3)$$

$$U_{ч(m=nm)} = U_{ab} \cdot \frac{a_{(m=nm)}}{b_{(m=nm)}} = U_{ab} \cdot \frac{a_{(m=nm)}}{b_{(m=nm)}} = \frac{b_b}{a_b} \cdot \frac{a_{(m=nm)}}{b_{(m=nm)}} = U_B, \quad (4)$$

где n_m – количество передач переднего хода, реализуемое КП.

В соответствии с приведенными соотношениями, характерными для рассматриваемой конструкции КП, низшее ПЧ U_H всегда обеспечивается промежуточным валом нечетных передач «с» и зубчатыми передачами, работающими в плоскостях «А» и «С», а высшее ПЧ U_H – промежуточным валом четных передач «b» и зубчатыми передачами, работающими в плоскости «В» и плоскости, обеспечивающей реализацию высшего передаточного числа (при $m=n_m$) и передаточного числа предпоследней передачи (при $m= n_m - 1$).

Приведенные условия обусловлены тем, что:

- 1) количество передач переднего хода в рассматриваемой конструкции является четным;
- 2) процесс разгон автомобиля на передаче $1 \leq m < n_m$ всегда сопровождается подключенной шестерней передачи $m+1$ к соответствующему промежуточному валу при разомкнутом сцеплении, приводящем этот вал; таким образом, один промежуточный вал реализует четные передачи, а другой – нечетные.

Рассмотрим компоновочные закономерности РКП, выполненной по схеме рис. 2а, обусловленные взаимным расположением валов и зубчатых колес:

- 1) $a_n + b_n = \text{const}$ и $a_n + c_n = \text{const}$, где n – индекс зубчатой передачи (от «А» до «Н»); таким образом, для конструкции, приведенной на рис. 2а:
 $a_a + c_a = a_c + c_c = a_d + c_d = a_e + c_e = a_f + c_f = a_g + c_g = a_h + c_h = \text{const} = a_{w(c)}$;

$$a_b + b_b = a_c + b_c = a_d + b_d = a_e + b_e = a_f + b_f = a_g + b_g = a_h + b_h = \text{const} = a_{w(b)},$$

где $a_{w(c)}$ и $a_{w(b)}$ – межосевые расстояния между вторичным валом и промежуточным валом «с», а также между вторичным валом и промежуточным валом «b».

Ряд передаточных чисел, реализуемый в КП рассматриваемой схемы (рис. 2а), с одной стороны, должен достаточно близко приближаться к ряду ПЧ, определяемому техническим заданием на проектирование, а с другой – удовлетворять компоновочным геометрическим закономерностям при обеспечении минимальных габаритов и заданных показателей прочности и долговечности агрегата. Выполним исследования предлагаемой схемы многоступенчатой КП в отношении возможности реализации различных рядов передаточных чисел. В качестве этих рядов выбраны зависимости, определяемые общим уравнением прогрессии с переменным знаменателем [6]:

$$U_{Ж(m)} = \sqrt{\varphi^{(m-n_m)(m-1)}} \cdot n_m^{-1} \sqrt{U_{(H)}^{n_m-m} \cdot U_{(B)}^{m-1}}, \quad (5)$$

где $U_{Ж(m)}$ – предпочтительное общее ПЧ коробки передач при включенной передаче переднего хода с порядковым номером m ; n_m – общее количество в КП передач переднего хода; φ – показатель прогрессии.

Уравнение (5) является универсальным, так как при различных φ позволяет получить простейшие ряды передаточных чисел (рис. 4).

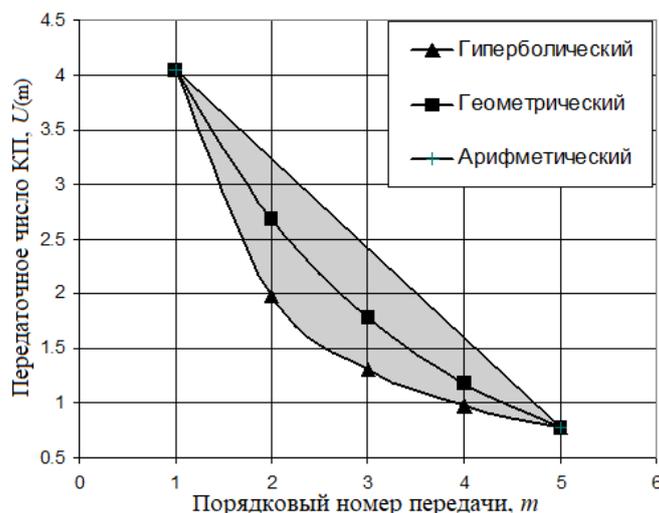


Рис. 4. Простейшие законы построения рядов передаточных чисел трансмиссии (при фиксированных значениях U_H и U_B)

Fig. 4. The simplest laws of constructing of transmission gear ratio sequences (with fixed values of U_H and U_B)

Показатель φ принимается постоянным при расчете всех значений $U_{Ж(m)}$ в пределах одной КП. При $\varphi = 1$ реализуемый в итоге ряд ПЧ представляют собой геометрическую прогрессию – один из простейших и относительно распространенных в автомобильной промышленности рядов ПЧ, который, кроме прочих известных достоинств (обеспечение некоторого баланса между топливной экономичностью и тягово-скоростными эксплуатационными свойствами) [7], является предпочтительным с компоновочной позиции при конструировании многоступенчатых многоскоростных многоступенчатых коробок передач.

При $\varphi > 1$ ряд ПЧ коробки передач приближается к гиперболическому ряду.

При $\varphi < 1$ приближается к арифметическому ряду.

На рис. 4 затемненный участок представляет собой возможную область расположения законов построения ряда ПЧ коробки передач при различных значениях показателя прогрессии.

сии φ . Далее рассмотрим вопрос возможности реализации предпочтительного ряда передаточных чисел, заданным уравнением (5), за счет рационального выбора геометрических параметров КП конструкции, приведенной на рис. 2а, для различных сочетаний количества передач переднего хода и диапазона передаточных чисел. В соответствии с зависимостями (1) и (2) ПЧ КП определяются следующими соотношениями:

- для ряда нечетных передач КП рассматриваемой конструкции ПЧ определяется условием:

$$U_{n(m)} = \begin{cases} U_{ж(m)}(m) & \text{если } m < (n_m - 1) \\ U_{ac} \cdot U_{axc}(U_{ab}, a_{W(b)}) & \text{если } m = (n_m - 1) \end{cases} \quad (6)$$

Запись 1-й строки логического оператора объясняется тем, что сам по себе (в конструктивном отношении) нечетный ряд передаточных чисел может обеспечить реализацию любого ряда передаточных чисел – как и традиционная ступенчатая КП. Однако при $m = n_m - 1$ делительный радиус $a_{(m)}$ соответствующего зубчатого колеса вторичного вала не может быть выбран произвольно по условию обеспечения требуемого ряда ПЧ, поскольку этот геометрический параметр также участвует в обеспечении четного передаточного числа U_B и принадлежащему предпочтительному ряду ПЧ. В качестве примера можно рассмотреть 11-ю передачу КП (рис. 2а). Делительный радиус a_h участвует в формировании ПЧ как 11-й передачи, так 12-й, высшей передачи. А поэтому, поскольку приоритет отдается обеспечению значения U_B для высшей передачи (в соответствии с ранее принятыми условиями), ПЧ предпоследней, 11-й, передачи будет определено исключительно ранее принятыми геометрическими параметрами: a_h , a_a и a_c . Таким образом, ПЧ предпоследней передачи (U_{axc}), принадлежащей нечетному ряду передач КП, в общем виде определяется системой из трех уравнений, составленных для высшей передачи и обуславливающих рассмотренные компоновочные закономерности КП:

$$\left. \begin{array}{l} 1) \quad \frac{c_{(m-1)} + a_{(m)}}{a_{(m)} + b_{(m)}} = \frac{a_{W(c)}}{a_{W(b)}} \\ 2) \quad c_{(m-1)} + a_{(m)} = a_{W(c)} \\ 3) \quad \frac{a_{(m)}}{b_{(m)}} = \frac{U_B}{U_{ab}} \end{array} \right\} \quad (7)$$

Система содержит три неизвестных: $a_{(m)}$, $b_{(m)}$ и $c_{(m-1)}$. После нахождения данных параметров U_{axc} определяется по зависимости (1): $U_{axc} = a_{(m)} / c_{(m-1)}$. Для 12-ступенчатой КП (рис. 2а) уравнение (7) приобретает вид:

$$\left. \begin{array}{l} 1) \quad \frac{c_h + a_h}{a_h + b_h} = \frac{a_{W(c)}}{a_{W(b)}} \\ 2) \quad c_h + a_h = a_{W(c)} \\ 3) \quad \frac{a_h}{b_h} = \frac{U_B}{U_{ab}} \end{array} \right\} \quad (8)$$

Рассмотрим решение системы уравнений. Оно производится в относительном виде – все геометрические размеры КП соотносятся к межосевому расстоянию $a_{W(c)}$, а величина $a_{W(c)}$ принимается равной 1:

выразим $a_{(m)}$ из 2-го уравнения системы (7): $a_{(m)} = 1 - c_{(m-1)}$;

выполним подстановку полученного выражения в уравнение 3 системы (7):

$$(1 - c_{(m-1)}) / b_{(m)} = U_B / U_{ab};$$

выразим из полученного соотношения $b_{(m)}$:

$$b_{(m)} = (1 - c_{(m-1)}) \cdot U_{ab} / U_B;$$

выполним подстановку полученного выражения в уравнение 1 системы (7):

$$c_{(m-1)} + (1 - c_{(m-1)}) / ((1 - c_{(m-1)}) + (1 - c_{(m-1)}) \cdot U_{ab} / U_B) = a_{W(b)}^{-1};$$

упростим полученное уравнение и выразим $c_{(m-1)}$:

$$c_{(m-1)} = (a_{W(b)}^{-1} \cdot U_{ab} + a_{W(b)}^{-1} - 1) / (a_{W(b)}^{-1} \cdot U_{ab} / U_B + a_{W(b)}^{-1});$$

определим U_{axc} :

$$U_{axc} = a_{(m)} / c_{(m-1)} = (1 - (a_{W(b)}^{-1} \cdot U_{ab} + a_{W(b)}^{-1} - 1) / (a_{W(b)}^{-1} \cdot U_{ab} / U_B + a_{W(b)}^{-1})) / (a_{W(b)}^{-1} \cdot U_{ab} + a_{W(b)}^{-1} - 1) / (a_{W(b)}^{-1} \cdot U_{ab} / U_B + a_{W(b)}^{-1}).$$

Соответственно, при заданном параметре U_B , U_{axc} будет являться функцией $U_{axc} = f(U_{ab}, a_{W(b)})$, что и отражено в выражении (6). По аналогии с (6), для ряда четных передач КП рассматриваемой конструкции ПЧ определяется условием:

$$U_{\varphi(m)} = \begin{cases} U_{ab} \cdot U_{axb}(m, U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac}) & \text{если } m < n_m \\ U_B & \text{если } m = n_m \end{cases} \quad (9)$$

Запись 1-й строки логического оператора определяется формулой (2) и объясняется тем, что ПЧ всех четных передач (кроме последней) получены от делительных радиусов $a_{(m)}$ зубчатых колес вторичного вала, которые уже принимают участие в формировании ряда нечетных передач (6), повторяющего предпочтительный ряд ПЧ. Поэтому степень соответствия передаточных чисел нечетных передач предпочтительному ряду ПЧ (которому в общем случае принадлежат все нечетные ПЧ КП кроме $m-1$) определяется параметром U_{ab} и функцией $U_{axb} = f(m, U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac})$. Данная функция, по аналогии с (7), определяется системой уравнений:

$$\left. \begin{array}{l} 1) \quad \frac{c_{(m-1)} + a_{(m)}}{a_{(m)} + b_{(m)}} = \frac{a_{W(c)}}{a_{W(b)}} \\ 2) \quad c_{(m-1)} + a_{(m)} = a_{W(c)} \\ 3) \quad \frac{a_{(m)}}{c_{(m-1)}} = \frac{U_{(m-1)}}{U_{ac}} \end{array} \right\} ; \quad (10)$$

Рассмотрим решение системы уравнений при $a_{W(c)} = 1$:

- выразим $a_{(m)}$ из 2-го уравнения: $a_{(m)} = 1 - c_{(m-1)}$;
- выполним подстановку полученного выражения в уравнение 3 системы (10):
- $(1 - c_{(m-1)}) / c_{(m-1)} = U_{(m-1)} / U_{ac}$;
- выразим из полученного соотношения $c_{(m)}$:
- $c_{(m-1)} = 1 / (U_{(m-1)} / U_{ac} + 1)$;
- выполним подстановку полученного выражения в уравнение 1 системы (10):
- $(1 / (U_{(m-1)} / U_{ac} + 1) + (1 - 1 / (U_{(m-1)} / U_{ac} + 1))) / ((1 - 1 / (U_{(m-1)} / U_{ac} + 1)) + b_{(m)}) = a_{W(b)}^{-1}$
- выразим из полученного выражения $b_{(m)}$:
- $b_{(m)} = (1 / (U_{(m-1)} / U_{ac} + 1) + 1 - c_{(m-1)} - a_{W(b)}^{-1} \cdot (1 - c_{(m-1)})) / a_{W(b)}^{-1} =$
- $= (1 / (U_{(m-1)} / U_{ac} + 1) + 1 - 1 / (U_{(m-1)} / U_{ac} + 1) - a_{W(b)}^{-1} \cdot (1 - 1 / (U_{(m-1)} / U_{ac} + 1))) / a_{W(b)}^{-1}$;
- определим на основании (2) U_{axb} :
- $U_{axb} = U_{ab} \cdot a_{(m)} / b_{(m)} = U_{ab} \cdot (1 - 1 / (U_{(m-1)} / U_{ac} + 1)) / (1 / (U_{(m-1)} / U_{ac} + 1) + 1 - 1 / (U_{(m-1)} / U_{ac} + 1) - a_{W(b)}^{-1} \cdot (1 - 1 / (U_{(m-1)} / U_{ac} + 1))) / a_{W(b)}^{-1}$;
- т.к. $U_{(m-1)}$ для ряда четных передач является ПЧ ряда нечетных передач, то выполним замену: $U_{(m-1)} = U_{n(m-1)}$ – формула (6):
- $U_{axb} = U_{ab} \cdot a_{(m)} / b_{(m)} = U_{ab} \cdot (1 - 1 / (U_{n(m-1)} / U_{ac} + 1)) / (1 / (U_{n(m-1)} / U_{ac} + 1) + 1 - 1 / (U_{n(m-1)} / U_{ac} + 1) - a_{W(b)}^{-1} \cdot (1 - 1 / (U_{n(m-1)} / U_{ac} + 1))) / a_{W(b)}^{-1}$.

Полученное в итоге выражение определяет в итоге ряд передаточных чисел четных передач КП. Соответственно, U_{axb} , по аналогии с U_{axc} является функцией: $U_{axc} = f(m, U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac})$. Это отражено в выражении (9). Таким образом, фактический ряд передаточных чисел рассматриваемой КП определяется выражением, содержащем условия (6) и (9):

$$U_{\phi(m)} = \begin{cases} U_{n(m)}(m, U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac}) & \text{если } m \text{ нечетное} \\ U_{\varphi(m)}(m, U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac}) & \text{если } m \text{ четное} \end{cases} \quad (11)$$

Целевая функция для оценки степени соответствия фактического ряда ПЧ КП $U_{\Phi(m)} = f(m, U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac})$ предпочтительному $U_{Ж(m)} = f(m)$ предлагается следующая:

$$F = f(U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac}) = \frac{1}{n_m} \left(\left(\sum_{m=1}^{n_m} \left| 1 - \frac{U_{Ж(m)}}{U_{\Phi(m), U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac}}} \right| \right) + Y(U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac}) \right), \quad (12)$$

где $Y = f(U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac})$ – функция показателя граничных условий Y .

Функция критерия F принимает минимальное значение, равное 0, при полном соответствии фактического ряда передаточных чисел предпочтительному. Если показатель Y принимает значение, равное 0, все граничные условия выполняются и КП принципиально может быть сконструирована для выбранных входных параметров:

$$Y = f(U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac}) = \sum_{m=1}^{n_m} \begin{cases} 0 & \text{если } U_{\Phi(m), U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac}} > Z(m, U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac}); \\ K & \text{иначе} \end{cases}; \quad (13)$$

$$Z = f(m, U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac}) = \begin{cases} U_{\Phi(m+1), U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac}} & \text{если } m < n_m, \\ 0 & \text{иначе} \end{cases}, \quad (14)$$

где K – положительное число, кратно превышающее максимальное допустимое относительное отклонение ПЧ фактического ряда от предпочтительного; пара вложенных функций Y и Z обеспечивает основное условие построения ряда ПЧ – с увеличением порядкового номера передачи, передаточное число должно уменьшаться; таким образом, при выполнении этого условия функция Y принимает нулевое значение.

Соответственно, задача рационального выбора геометрических параметров КП, обеспечивающих максимально возможное соответствие фактического ряда ПЧ предпочтительному, сводится к решению задачи оптимизации, для которой:

- критерием является минимальное значение целевой функции F ;
- параметрами – U_{ab} , $a_{W(b)}$ и U_{ac} ;
- ограничениями – функция Y , а также возможные дополнительные ограничения по относительным габаритным размерам многоступенчатого редуктора или отдельным ПЧ, например: $0,22 < U_{ab} < 4,5$; $0,22 < U_{ac} < 4,5$, – ограничение на минимальное и максимальное ПЧ, реализуемое в пределах одной зубчатой пары; $0,5 < a_{W(b)} < 3$ – ограничение на относительное межосевое расстояние КП и т.д.

При этом исходными данными (входными параметрами) для выполнения процедуры оптимизации являются:

- диапазон передаточных чисел КП: $D_{КП} = U_H/U_B$;
- ПЧ нижней передачи U_H ;
- количество передач переднего хода n_m ;
- показатель прогрессии предпочтительного ряда ПЧ φ .

Для решения поставленной задачи может быть применено множество методик многопараметрической оптимизации, в том числе, специальные встроенные операторы различных программных продуктов. Например, в программной среде табличного процессора Microsoft Excel может быть применен оператор «Поиск решения» при предварительно заданных начальных приближениях для оптимизационных параметров. В программной среде компьютерной алгебры «Mathcad» может быть применена функция «Minimize»; также с предварительно заданными начальными приближениями. С целью более подробного исследования кинематики предлагаемой схемы РКП, был выполнен оптимизационный расчет ее параметров на предмет возможности соответствия основным кинематическим параметрам серийных многоступенчатых КП. Параметры этих КП и результаты решения поставленной задачи приведены в табл. 4. Данные получены при следующих дополнительных ограничениях:

- передаточное число в пределах одной зубчатой пары от 0,22 до 4,5;
- отношение межосевых расстояний от 0,5 до 3.

Графическое отображение целевой функции $F = f(U_{ab}, a_{w(b)}, U_{ac})$ для параметров КП МАЗ-239 [8], выбранной в качестве примера, приведено на рис. 5. Минимальное значение $F = 0,0162$ эта функция принимает при следующих значениях ее аргументов (параметров оптимизации): $U_{ab} = 1,85$, $a_{w(b)} = 1,054$, $U_{ac} = 2,162$. Соответственно, при этих значениях закон ряда ПЧ будет наиболее близок к выбранному прототипу.

Таблица 4.

Результаты оптимизационного расчета основных параметров РКП на основании параметров выбранных серийных КП-прототипов

Table 4.

Results of optimization calculation of main parameters of RGB based on the parameters of selected serial GB prototypes

Параметры	Обозначение	Модели КП-прототипов			
		Volvo I-Shift AT2412D ¹	КамАЗ 5410 ²	МАЗ-239 ³	МАЗ 6422 ⁴
Количество передач переднего хода	n_m	12	10	9	8
Диапазон ПЧ	$D_{КП}$	14,94	9,595	15,69	10,89
ПЧ низшей передачи	U_H	14,94	7,82	12,24	7,73
Показатель прогрессии ряда ПЧ	φ	1	≈1,01	≈1,04	1
Основные кинематические параметры РКП, обеспечивающей вышеприведенные параметры прототипа (рис. 2а)					
Количество передач переднего хода	n_m	12	10	10	8
Передаточное число от первичного вала к валу «b»	U_{ab}	3,167	1,811	1,85	1,659
Относительное межосевое расстояние между валом «a» и валом «b»	$a_{w(b)}$	1,004	1,025	1,054	1
Передаточное число от первичного вала к валу «с»	U_{ac}	4	2,189	2,162	2,333
Передаточное число от вала «a» к валу «b» для высшей передачи	U_B/U_{ab}	0,316	0,45	0,422	0,428
Передаточное число от вала «a» к валу «с» для передачи $m=n_m-1$	U_{axc}	0,317	0,466	0,455	0,428
Передаточное число от вала «a» к валу «b» для 2-й передачи	U_{axb}	3,673	3,21	4,166	3,313
Передаточное число от вала «a» к валу «с» для первой передачи	U_H/U_{ac}	3,735	3,572	5,661	3,313
Среднее относительное отклонение фактического ряда ПЧ от предпочтительного, обусловленного показателем φ	F	0,0021	0,0032	0,0162	$1,5 \cdot 10^{-7}$
¹ 2-хступенчатый делитель, 3-хступенчатая основная КП, 2-хступенчатый демультипликатор; ² 2-х ступенчатый делитель, 5-ти ступенчатая основная КП; ³ 5-тиступенчатая основная КП, 2-хступенчатый демультипликатор (КП с заблокированными вариантами ПЧ).					

Таким образом, предлагаемая схема преселективной РКП в рассмотренном сравнении характеризуется достаточно невысокой величиной среднего относительного отклонения F и позволяет воссоздать ряд передаточных чисел выбранных коробок передач-прототипов.

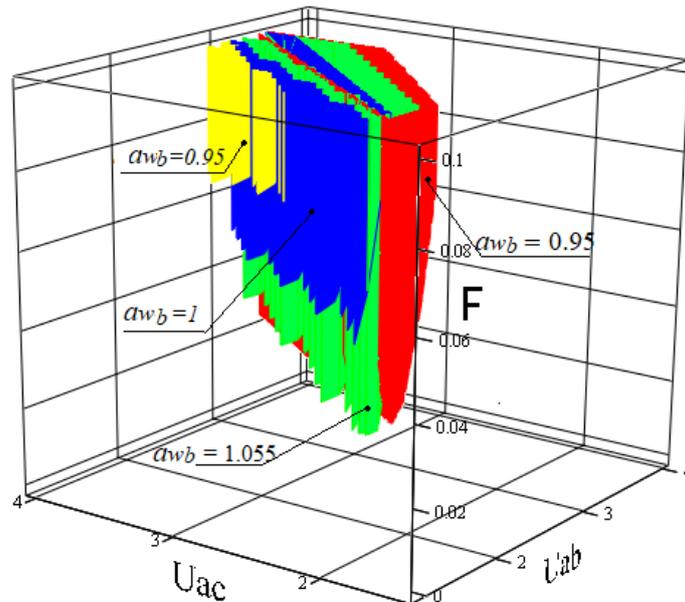


Рис. 5. Функция $F = f(U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac})$ для РКП схемы рис. 2а при воссоздании ряда ПЧ КП МАЗ-239: параметры U_{ac} и U_{ab} заданы диапазонами, а $a_{W(b)}$ – дискретно

Fig. 5. Function $F = f(U_{ab}, a_{W(b)}, U_{ac})$ for RGB of scheme at Fig. 2a during recreation of GR sequence of GB of MAZ-239: U_{ac} и U_{ab} parameters are given by ranges, and $a_{W(b)}$ – discretely

После определения основных соотношений (табл. 4) выполняется подбор геометрических параметров зубчатых передач. Для трех зубчатых колес, лежащих в одной плоскости (для плоскостей С, D, Е и т.д., рис. 2а) может быть применена система уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{2 \cdot \cos \beta \cdot \cos \left[\frac{2 \cdot x \cdot \tan a}{z_{ac}} + \operatorname{inv} \left(\arctan \frac{\tan a}{\cos \beta} \right) - \operatorname{inv}(0.3) \right]}{z_{ac} \cdot m \cdot \cos \left(\arctan \frac{\tan a}{\cos \beta} \right)} &= a_{Wac} \\ \frac{2 \cdot \cos \beta \cdot \cos \left[\frac{2 \cdot x \cdot \tan a}{z_{ab}} + \operatorname{inv} \left(\arctan \frac{\tan a}{\cos \beta} \right) - \operatorname{inv}(0.3) \right]}{z_{ab} \cdot m \cdot \cos \left(\arctan \frac{\tan a}{\cos \beta} \right)} &= a_{Wab} \end{aligned} \right\}, \quad (15)$$

где a_{Wac} и a_{Wab} – абсолютные величины межосевых расстояний между валами «а», «с» и валами «а», «b» соответственно; β – угол наклона зубьев, x – суммарное смещение шестерни и колеса (при этом смещения шестерни вала «с» и шестерни вала «b» могут быть одинаковы: $x = x_c + x_a = x_a + x_b$, разбивка может быть выполнена в соответствии с методом блокирующих контуров [9]); a – угол профиля зацепления; inv – функция инволюты; z_{ac} – суммарное число зубьев зубчатой пары между валами «с» и «а»; z_{ab} – суммарное число зубьев зубчатой пары между валами «b» и «а»; m – нормальный зубчатый модуль.

При выборе параметров зубчатых передач существует необходимость исключения кратности чисел зубьев для всех пар зубчатых колес в КП. Это требует, по возможности, применения колес с числом зубьев, равным простым числам. С учетом этого, представляют интерес числа зубьев ряда 17, 19, 23, 29, 31, 37, 41, 43, 47..., которые могут работать с колесами с любым четным числом зубьев. Поскольку на каждом из валов (промежуточных и вторичном) возможно применение скорректированных зубчатых колес, становится целесообразным использование равносмещенных передач для каждой пары валов. Это позволяет умень-

шить минимальное число зубьев ведущей шестерни первой и ведомой шестерни последней передач КПП до значений 9-13. Соответственно, снизится число зубьев у колес промежуточных валов, и, таким образом, уменьшатся габариты КП, а также ее металлоемкость. Выбранные геометрические параметры должны удовлетворять допустимым величинам суммарной осевой силы на каждом из валов, напряжений изгиба и контакта, коэффициентов перекрытия, коэффициента плавности работы передачи [10]. Для схемы, приведенной на рис. 2б, передаточные числа U_{ab} и U_{ac} реализуются путем смещения оси первичного вала относительно оси вторичного вала. При этом рациональные параметры данного зацепления, состоящего из трех зубчатых колес, также могут быть найдены на основании системы (15).

Результаты и выводы

Рассмотренная схема РКП и предложенная методика оптимизированного выбора ее основных геометрических параметров обладают рядом преимуществ по отношению к многоступенчатым многоблочным КП традиционной компоновки. При этом обеспечивается возможность реализации практически любого простейшего ряда ПЧ; отклонение от характерного для многоступенчатых КП традиционной схемы геометрического ряда (при $\varphi \neq 1$) не требует применения механизмов блокировки невыгодных передаточных отношений с одновременным сокращением количества передач. Также одноблочная конструкция с механизмом двойного сцепления позволяет при разгоне автомобилей рассматриваемых категорий значительно уменьшить, по отношению к РКП многоблочной схемы, время переключения с низкой передачи на высшую. Соотношение n_k/n_m является выгодным, поскольку располагается между соответствующими показателями многоблочных КП и серийных преселективных РКП. Среди недостатков следует отметить, ввиду применения только двузубчатых передач для реализации общего ПЧ РКП, относительно большие и малые (ускоряющие) передаточные числа этих передач, соответственно, для высшей и низшей передач.

Библиографический список

1. **Heisler Heinz.** Advanced Vehicle Technology / Н. Heisler. – Butterworth-Heinemann, 2002. – 663 p.
2. **Грузовики Вольво:** официальный сайт [Электронный ресурс] // Режим доступа: https://stpi.it.volvo.com/STPIFiles/Volvo/FactSheet/ATO3512F_Rus_01_306008984.pdf (Дата обращения: 10.01.2022).
3. **Дьяков, И.Ф.** Ступенчатые и планетарные коробки передач механических трансмиссий / И.Ф. Дьяков, В.А. Кузнецов, В.И. Тарханов – Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 120 с.
4. **Шейнблит, А.Е.** Курсовое проектирование деталей машин / А.Е. Шейнблит. – М. Высш. шк, 1991. – 432 с.
5. **Кудрявцев, В.Н.** Зубчатые передачи / В.Н. Кудрявцев. – М.-Л.: Машгиз, 1957. – 263 с.
6. **Newman, K.** Modeling the Effects of Transmission Gear Count, Ratio Progression, and Final Drive Ratio on Fuel Economy and Performance Using ALPHA / K. Newman and P. Dekraker // SAE Technical Paper. – 2016. 01-1143.
7. **Литвинов, А.С.** Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
8. **Ярославский моторный завод:** официальный сайт [Электронный ресурс] // Режим доступа: <https://www.ymzmotor.ru> (Дата обращения: 10.01.2022).
9. **ГОСТ 16530-83.** Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения. – М.: ИПК Издательство стандартов. 2004. – 52 с.
10. **ГОСТ 16532-70.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. М.: ИПК Издательство стандартов, 1983. – 43 с.

*Дата поступления
в редакцию: 22.02.2022*