

УДК 629.353

*В. П. Тарасик, В. С. Савицкий*

## ВЫБОР КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ПЛАНЕТАРНОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

UDC 629.353

*V. P. Tarasik, V. S. Savitsky*

## SELECTION OF KINEMATIC SCHEME OF THE PLANETARY GEARBOX FOR A QUARRY DUMP TRUCK

### **Аннотация**

Приведены кинематические схемы планетарных коробок передач различных фирм. По предложенной системе критериев выполнен их анализ. Показаны преимущества и недостатки двухконтурных схем в сравнении с интегральными. На основе выполненного анализа предложено решение о выборе кинематической схемы для разработки коробки передач карьерного самосвала.

### **Ключевые слова:**

планетарная коробка передач, базовая коробка передач, делитель, трехзвенный дифференциальный механизм, фрикционная муфта, фрикционный тормоз, карьерный самосвал.

### **Abstract**

Kinematic schemes of planetary gearboxes of various manufacturers are given. Their analysis has been performed according to the proposed system of criteria. The advantages and disadvantages of two-element schemes compared to integrated circuits are shown. Based on the analysis done, the decision on the choice of a kinematic scheme for developing the gearbox for a quarry dump truck is suggested.

### **Key words:**

planetary gearbox, basic gearbox, splitter, three-element differential mechanism, friction clutch, friction brake, quarry dump truck.

На карьерных самосвалах зарубежных фирм грузоподъемностью до 150 т применяется в основном гидромеханическая трансмиссия, в состав которой входит блокируемый гидротрансформатор и планетарная коробка передач. Переключение передач осуществляется электронной системой автоматического управления, что существенно облегчает труд водителя и повышает производительность самосвала.

Планетарная коробка передач (ПКП) имеет значительные преимущества по сравнению с вальной коробкой передач: более высокая компактность, меньше масса и габариты, ниже удель-

ная материалоемкость, более высокая нагрузочная способность благодаря распределению нагрузки между несколькими сателлитами планетарных рядов, отсутствие радиальных нагрузок на подшипники валов (за исключением нагрузки на подшипники сателлитов). Управление переключением передач осуществляется фрикционными элементами - тормозами и блокировочными муфтами с гидроприводом. Конструкция фрикционных тормозов значительно проще конструкции фрикционных муфт, используемых в вальных коробках передач в качестве механизмов управления, что упрощает решение за-

дачи обеспечения высококачественного управления переходными процессами при переключении передач.

На ОАО «Белорусский автомобильный завод» по заданию ГНТП «Машиностроение» создается новый карьерный самосвал грузоподъемностью 60 т. Согласно техническому заданию на самосвале должен быть использован более мощный дизельный двигатель с целью повышения удельной мощности машины, а следовательно, и ее производительности, а также ПКП вместо вальной коробки передач, применяемой на серийных моделях самосвалов данного класса грузоподъемности. Ставится задача существенного повышения тягово-скоростных свойств самосвала. С учетом этого к создаваемой ПКП сформулированы следующие технические требования: обеспечение устойчивой скорости движения в пределах 4-5 км/ч на подъеме с максимальным уклоном  $h_{\max} = 10...14\%$ ; максимальная скорость самосвала - не менее 60 км/ч; количество ступеней ПКП - не менее 6; ряд передаточных чисел должен составлять геометрическую прогрессию с показателем  $q$  в пределах 1,40-1,45; на всех передачах, кроме первой и заднего хода, гидротрансформатор должен блокироваться; переключение передач - автоматическое с перекрытием характеристик моментов трения включаемого и выключаемого фрикционов смежных передач с целью обеспечения непрерывной передачи энергии от двигателя к ведущим колесам и исключения падения скорости самосвала при переключении передач в карьерных условиях, характеризующих высокими значениями уклонов.

Определение передаточных чисел ПКП, обеспечивающих выдвигаемые технические требования, выполнялось на основе методики, изложенной в [1]. Необходимый диапазон передаточных чисел, согласно изложенным выше требованиям, должен быть не менее шести.

Кинематическая схема ПКП выбиралась на основе анализа существующих схем, используемых различными зарубежными фирмами на своих автомобилях. Принимались следующие критерии оценки анализируемых схем: возможность обеспечения требуемого ряда передаточных чисел ПКП; максимальные относительные отклонения соотношений между передаточными числами смежных передач от значения показателя средней плотности ряда передаточных чисел (не должны превышать 5%); количество используемых в схеме трехзвенных дифференциальных механизмов (ТДМ) (при этом учитывается наличие ТДМ сложной структуры); количество фрикционных элементов управления переключением передач (среди них выделяется количество фрикционных муфт и тормозов); расчетные вращающие моменты, передаваемые фрикционами; относительные скорости фрикционов на всех передачах; относительные угловые скорости вращения сателлитов ТДМ.

Особое внимание при анализе уделялось возможности выполнения требования о получении геометрического ряда передаточных чисел с заданной точностью, т. к. это существенно важно для карьерного самосвала, поскольку позволяет в наиболее полной мере использовать мощность двигателя и обеспечить высокую производительность самосвала. Величины относительных скоростей фрикционов и сателлитов ТДМ оказывают существенное влияние на надежность и долговечность ПКП. Их значения при анализе и синтезе ПКП принято выражать в относительных величинах, вычисляемых по формулам:

$$\omega_{\phi} = \omega_{\phi_{\text{отн}}} / \omega_p; \quad (1)$$

$$f f l g = \omega_{g_{\text{отн}}} / \omega_p, \quad (2)$$

где  $\omega_{\phi_{\text{отн}}}$  - относительная угловая скорость фрикционных дисков муфты или

тормоза системы управления ПКП, рад/с;  $\Psi_f$  - нормированная относительная скорость фрикционных элементов (безразмерная величина);  $\Psi_{g\text{отн}}$  - угловая скорость вращения сателлита ТДМ относительно водила, рад/с;  $\Psi_g$  - нормированная относительная скорость сателлита (безразмерная величина);  $\Psi_r$  - угловая скорость коленчатого вала двигателя при номинальной мощности, рад/с.

Значения  $\Psi_{f\text{отн}}$  и  $\Psi_{g\text{отн}}$  вычисляются для номинального скоростного режима двигателя, т. е. при  $\omega_d = \Psi_r$ .

Как показывает опыт проектирования ПКП, для получения шести ступеней используют кинематические схемы с тремя степенями свободы. Для включения любой ступени такой ПКП необходимо замкнуть два фрикциона, т. е. лишить систему двух степеней свободы. Требуемое количество ступеней в схеме с тремя степенями свободы получают различными способами. Один из них заключается в том, что принимается некоторая схема базовой коробки пере-

дач (БКП) с двумя степенями свободы, к которой добавляется схема дополнительной коробки передач также с двумя степенями свободы, т. е. используется модульный принцип проектирования. Сочетание БКП и дополнительной коробки передач дает требуемую кинематическую схему с тремя степенями свободы. Схему БКП выполняют с тремя ступенями переднего хода и одной ступенью заднего хода, а дополнительная коробка обеспечивает две ступени передаточных чисел. Количество ступеней в ПКП при этом равно произведению числа ступеней БКП и числа ступеней дополнительной коробки передач. Если дополнительная коробка расположена перед БКП по ходу передачи потока энергии, то ее называют делителем, а если после БКП - умножителем. Это наиболее простой способ синтеза кинематической схемы коробки передач, широко применяемый на практике [2].

На рис. 1 приведены примеры наиболее известных и широко применяемых кинематических схем ПКП интегрального типа, состоящих из БКП и делителя.

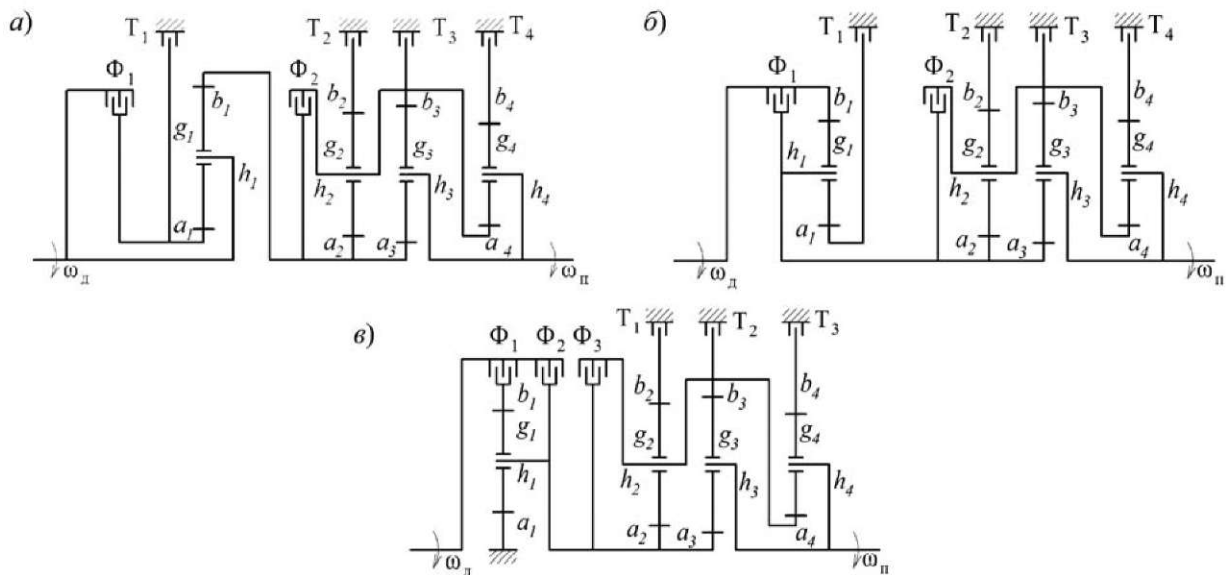


Рис. 1. Кинематические схемы ПКП интегрального типа

Представленная на рис. 1, а кинематическая схема принадлежит фирме «Эллисон» (Allison, США) - модель 9680. Эта же схема используется немецкой фирмой «Ренк» (Renk) на тяжелых грузовых автомобилях и танках. На бронетранспортере БТР М113 ХТ 200-2, выпускавшемся Харьковским тракторным заводом в 60...80-е гг. XX столетия, использовалась кинематическая схема, приведенная на рис. 1, б. На карьерных самосвалах фирмы «Катерпиллар» (Caterpillar, США) применяют ПКП, выполненную по кинематической схеме на рис. 1, в. Конструкция ПКП при использовании этой схемы получается сложнее, чем по двум предыдущим схемам, из-за большого количества вращающихся фрикционов.

На схемах приняты следующие обозначения элементов ТДМ:  $a_i$  и  $b_i$  - центральные зубчатые колеса наружного и внутреннего зацеплений соответственно;  $h$  - водило;  $g_i$  - сателлит. Фрикционные элементы управления ПКП имеют следующие обозначения: Фу - фрикционная муфта; Т, - фрикционный тормоз. Фрикционная муфта вы-

полняется с вращающимся гидравлическим цилиндром, осуществляющим сжатие дисков при ее включении, а гидроцилиндр тормоза располагается в корпусе ПКП, следовательно, он неподвижен. Конструкция вращающейся фрикционной муфты значительно сложнее тормоза, что учитывалось при сравнительном анализе рассматриваемых кинематических схем.

Все приведенные на рис. 1 схемы используют одну и ту же кинематическую схему БКП, а различаются лишь схемами делителя. В состав делителя входит один ТДМ, обозначения звеньев которого  $a$ ,  $b$ ,  $h$ ,  $g$  имеют индекс 1, а БКП содержит три ряда ТДМ, звенья которых помечены индексами 2, 3 и 4. В схеме на рис. 1, а делитель имеет прямую ступень, включаемую фрикционом  $\Phi_1$ , и повышающую, получаемую включением фрикциона Т1. В схемах БТР и фирмы «Катерпиллар» (Caterpillar) первая ступень понижающая, а вторая - прямая. Комбинации включаемых фрикционов на различных ступенях отображены в табл. 1.

Табл. 1. Комбинации включаемых фрикционов на различных ступенях ПКП

Модель ПКП	Номер включаемой ступени						
	1	2	3	4	5	6	R
Caterpillar	$\Phi_1$ Т2	$\Phi_2$ Т2	$\Phi_1$ Т1	$\Phi_2$ Т1	$\Phi_1$ $\Phi_3$	$\Phi_2$ $\Phi_3$	$\Phi_1$ Т3
Allison-9680, Renk	$\Phi_1$ Т3	Т1 Т3	$\Phi_1$ Т2	Т1 Т2	$\Phi_1$ $\Phi_2$	Т1 $\Phi_2$	$\Phi_1$ Т4
БТР М113	Т1 Т3	$\Phi_1$ Т3	Т1 Т2	$\Phi_1$ Т2	$\Phi_2$ Т1	$\Phi_1$ $\Phi_2$	Т1 Т4
Allison WT-3060	$\Phi_1$ Т3	$\Phi_1$ Т2	$\Phi_1$ Т1	$\Phi_1$ $\Phi_2$	$\Phi_2$ Т1	$\Phi_2$ Т2	Т1 Т3
ZF 6HP 500	$\Phi_1$ Т4	$\Phi_1$ Т3	$\Phi_1$ Т2	$\Phi_1$ Т1	$\Phi_1$ $\Phi_2$	Т1 $\Phi_2$	$\Phi_3$ Т4
Патент США 4683776	$\Phi_1$ Т4	$\Phi_1$ Т1	$\Phi_1$ Т3	$\Phi_1$ Т2	$\Phi_1$ $\Phi_2$	$\Phi_2$ Т2	Т2 Т4
Allison-8000	$\Phi_1$ Т4	$\Phi_1$ Т3	$\Phi_1$ Т2	Т1 Т2	$\Phi_1$ $\Phi_2$	Т1 $\Phi_2$	$\Phi_1$ Т5

Однако интегральные кинематические схемы, представители которых приведены на рис. 1, обладают существенным недостатком: при переключении передачи с одновременной сменой ступеней в БКП и в делителе необходимо синхронно управлять четырьмя фрикционами - процессами фрикционов включаемых ступеней в БКП и делителя и процессами фрикционов выключаемых ступеней этих механизмов. В ПКП с умножителем это происходит при смене диапазона передач, в частности, в шестиступенчатом варианте - при переключении  $3 \wedge 4$  и обратном переключении  $4 \wedge 3$ . В варианте же с делителем таких переключений в два раза больше:  $2 \wedge 3$ ;  $4 \wedge 5$ ;  $5 \wedge 4$  и  $3 \wedge 2$ , что видно из табл. 1.

Одновременное управление четырьмя фрикционами значительно усложняет алгоритм реализации переключения и не позволяет обеспечить высокое качество переходного процесса. В связи с этим многими фирмами осуществляются разработки кинематических схем ПКП, обеспечивающих переключение всех передач только одной парой фрикционов - один из них включает новую передачу, а второй выключает предыдущую. Примеры таких кинематических схем приведены на рис. 2. Отличительной их особенностью является передача энергии двумя параллельными потоками, вследствие чего их называют двухконтурными [4, 5]. Эти схемы также с тремя степенями свободы, поэтому для включения соответствующей ступени необходимо замкнуть два фрикциона.

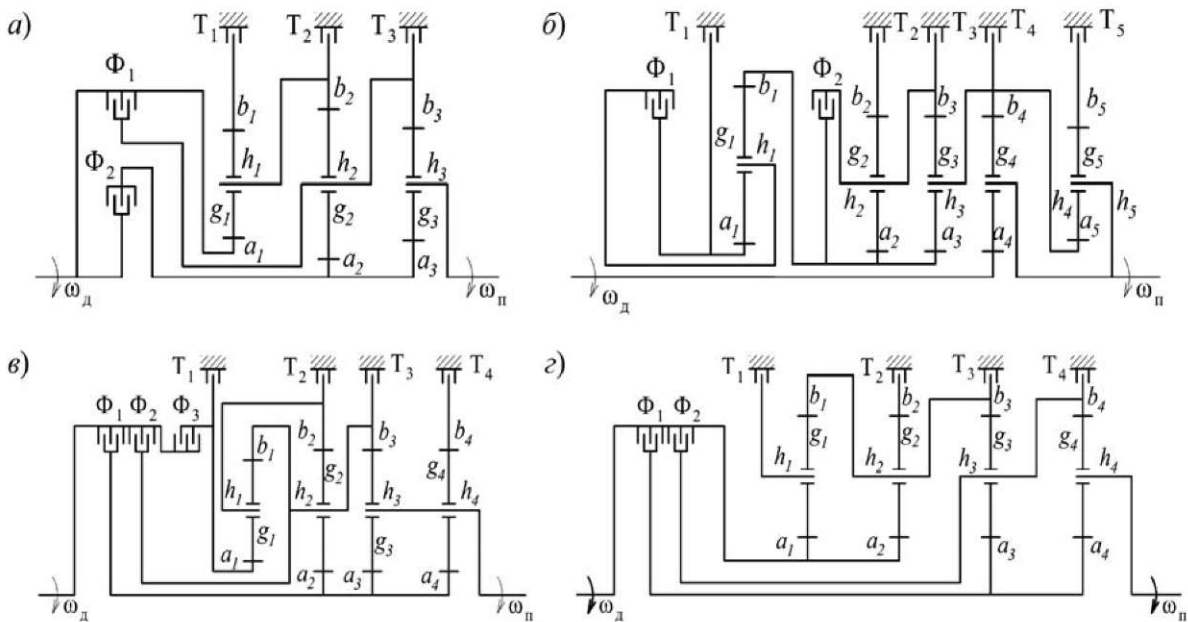


Рис. 2. Кинематические схемы двухконтурных ПКП

Особой привлекательностью пользуется схема фирмы «Allison», модель WT-3060, представленная на рис. 2, а. В этой схеме по сравнению с другими меньше количество планетарных рядов (ТДМ) и удобное взаимное расположение фрикционных муфт  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$ , позво-

ляющих создать ПКП со значительно меньшим габаритным размером по длине, что очень важно для карьерных самосвалов, отличительной особенностью которых является стремление к сокращению колесной базы с целью повышения маневренности. Эта схема исполь-

зована при разработке конструкции ПКП на Минском заводе колесных тягачей [7, 8].

Кинематическая схема на рис. 2, в разработана немецкой фирмой ZF (модель 6HP 500). Она используется в конструкции ПКП, применяемой на городских автобусах и большегрузных автомобилях. Эта схема сложнее предыдущей. В ней большее количество ТДМ и вращающихся фрикционов (фрикционных муфт).

Особый интерес представляет кинематическая схема Allison-8000, представленная на рис. 2, б. Она разработана в 70-х гг. XX в. и широко применялась на различных машинах, в том числе на карьерных самосвалах. Ее модификация H8610A некоторое время использовалась на самосвале БелАЗ-75570 г/п 90 т, до освоения собственной конструкции ПКП, которая была выполнена по схеме на рис. 1, б. Однако схема Allison-8000 содержит большее количество планетарных рядов по сравнению с другими ПКП (пять рядов), вследствие чего конструкция имеет больший габаритный размер по длине. Следует также отметить, что при переключении  $4^5$  в этой схеме приходится управлять четырьмя фрикционами.

Большое количество двухконтурных кинематических схем предлагается в патентах США, Германии и Японии. Одна из них, соответствующая патенту США № 4 683 776 от 27.02.1986 г., приведена на рис. 2, г, в которой также переключение всех передач осуществляется управлением одной пары фрикционов.

Все приведенные на рис. 1 и 2 кинематические схемы были подвергнуты анализу на основе изложенных выше критериев. Прежде всего выяснялась возможность выполнения требований по передаточным числам. При этом учитывались ограничения на относительные скорости фрикционов и сателлитов. Были приняты исходные значения параметров ПКП: диапазон передаточных чисел  $D_{кп} = 6,0$ ; показатель

геометрической прогрессии  $q = 1,431$ .

Кинематические свойства ТДМ описываются уравнением [2, 4]

$$\omega_a - K \omega_b = \omega_{вд} \quad (3)$$

где  $\omega_a$ ,  $\omega_b$  - угловые скорости центральных зубчатых колес, т. е. колес  $a$  и  $b$ ;  $\omega_{вд}$  - угловая скорость водила;  $K$  - кинематический параметр ТДМ.

Кинематический параметр  $K$  - это передаточное число между центральными зубчатыми колесами  $a$  и  $b$  при установленном водиле  $h$ , представляющее собой внутреннее передаточное число ТДМ:

$$K = \frac{\omega_a}{\omega_b} \quad (4)$$

Значение  $K$  вычисляется с учетом направлений угловых скоростей  $\omega_a$  и  $\omega_b$ , поэтому в зависимости от кинематической схемы ТДМ оно может быть как положительным, так и отрицательным. В простейшей схеме однорядного ТДМ, используемого во всех приведенных на рис. 1 и 2 схемах, значение  $K$  отрицательно.

Составив систему уравнений вида (3) для всех ТДМ и решив их совместно, учитывая связи между элементами всех рядов ТДМ, входящих в данную ПКП, определим значения  $\omega_{ф}$  и  $\omega_{с}$  для всех фрикционов и сателлитов на всех передачах ПКП, а также передаточные числа  $i_{к.п./i} = 1$  где  $n$  - количество ступеней ПКП, включая передачу реверса (в рассматриваемом случае  $n = 7$ ).

При анализе кинематики ПКП для получения нормированных значений  $\omega_{ф}$  и  $\omega_{с}$  принимают угловую скорость на входе ПКП  $\omega_{вд} = 1$ .

Для определения нормированных относительных скоростей сателлитов используется выражение

$$z_g = \pm (z_a - a_n) \quad (5)$$

где  $z_a$ ,  $Zg$  - числа зубьев центрального зубчатого колеса  $a$  и сателлита  $g$  соответственно.

Нормированные относительные скорости фрикционов определяются из выражения

$$\omega_{ф} = \pm \omega_{ф.ш} \omega_{ф.м} \quad (6)$$

где  $\omega_{ф.ш}$ ,  $\omega_{ф.м}$  - нормированные значения угловых скоростей ведущих и ведомых дисков фрикционов соответственно.

Значения нормированных угловых скоростей  $\omega_{ф}$  и  $\omega_g$  не должны превышать максимальных допускаемых значений  $\omega_{ф_{\max}} = 24 \dots 28$ ,  $\omega_{g_{\max}} = 40 \dots 45$  без нагрузки и  $\omega_{г_{\max}} = 2,5 \dots 2,9$  под нагрузкой [4-6].

Получаемое нормированное значение  $\omega_n$  на выходе ПКП используется для вычисления передаточных чисел:

$$\omega_{к.п/} = \frac{\omega_{д.}}{\omega_{п/}}; \quad i = \frac{1}{i_{п.}} \quad (7)$$

Рассмотрим полученные результаты выполненного анализа исследуемых кинематических схем. Вначале отметим, что кинематические схемы, представленные на рис. 1, позволяют получить требуемый геометрический ряд передаточных чисел ПКП при следующих значениях параметров  $K$ :  $K_1 = -2,320185$ ;  $K_2 = -2,047761$ ;  $K_3 = -3,193325$ ;  $K_4 = -1,830$ . Для кинематической схемы Allison-9680 при этих значениях  $K$  получен следующий ряд передаточных чисел ПКП: 4,193325; 2,930346; 2,047761; 1,431, 1,0; 0,698812.

Для выяснения возможности получения передаточных чисел, составляющих ряд геометрической прогрессии, в двухконтурных кинематических схемах, представленных на рис. 2, а, в,

г, осуществлялся подбор параметров  $K$  обеспечивающих минимизацию отклонений получаемых величин передаточных чисел от желаемых значений. Погрешность оценивалась величиной относительного отклонения  $\Delta u$  соотношений передаточных чисел смежных передач в процентах от показателя геометрической прогрессии  $q$ , вычисляемой по формуле

$$\Delta k = \frac{q u_i - q}{q} \cdot 100, \quad (8)$$

где  $q u_i$  - соотношение передаточных чисел смежных ступеней;  $k$  - порядковый номер интервала между смежными ступенями.

Значение  $q u_i$  для интервала между  $(i-1)$ -й и  $i$ -й передачами вычисляется по формуле

$$q u_k = \frac{\omega_{к.п.}^{(i-1)}}{\omega_{к.п.}^{(i)}} \quad (9)$$

На рис. 3 показаны графики, отображающие полученные значения относительных отклонений  $\Delta u$  для схем Allison WT-3060 (линия 4), ZF 6HP 500 (линия 5) и Allison-8000 (линия 6). Очевидно, что эти кинематические схемы не позволяют получить геометрический ряд передаточных чисел.

Кроме того, рассмотренные двухконтурные кинематические схемы имеют значительно большие относительные скорости фрикционов и сателлитов. На рис. 4 показаны графики, отображающие величины модулей нормированных максимальных значений относительных скоростей фрикционов анализируемых кинематических схем на передачах переднего хода автомобиля, а на рис. 5 и 6 - аналогичные графики для модулей нормированных максимальных значений относительных скоростей сателлитов, причем, на рис. 5 - при работе ТДМ без нагрузки, а на рис. 6 - под нагрузкой при передаче потока энергии через ТДМ.

На рис. 3...6 приняты следующие обозначения графиков для анализируемых кинематических схем: 1 - Allison-9680; 2 - БТР М113; 3 - Caterpillar; 4 - Allison WT-3060; 5 - ZF 6HP 500; 6 - Allison-8000.

На основе результатов выполненного анализа рассмотренных кинематических

схем, принимая во внимание их преимущества и недостатки, руководством ОАО «Белорусский автомобильный завод» было принято решение применить для разработки конструкции планетарной коробки передач нового карьерного самосвала г/п 60 т кинематическую схему, представленную на рис. 1, а.

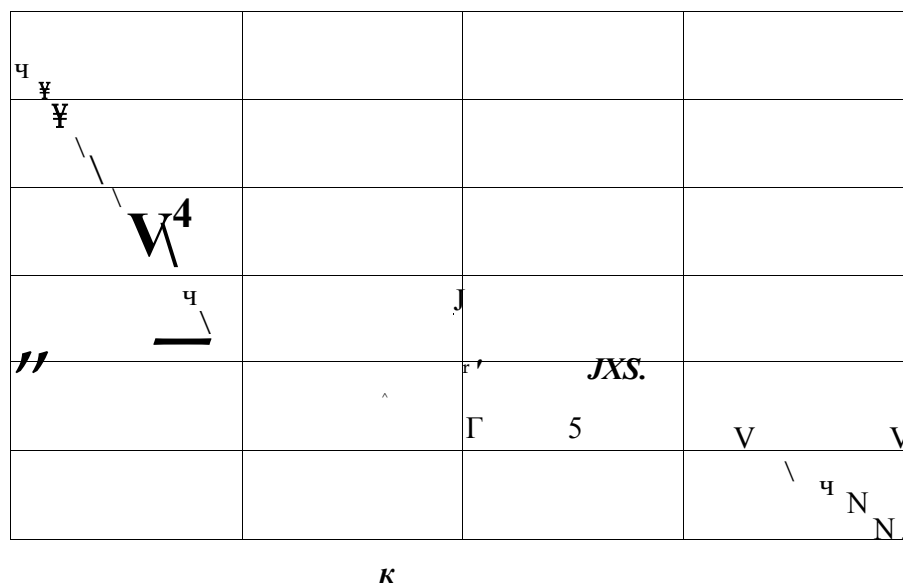


Рис. 3. Относительные отклонения соотношений передаточных чисел смежных передач от значения показателя геометрической прогрессии  $q$

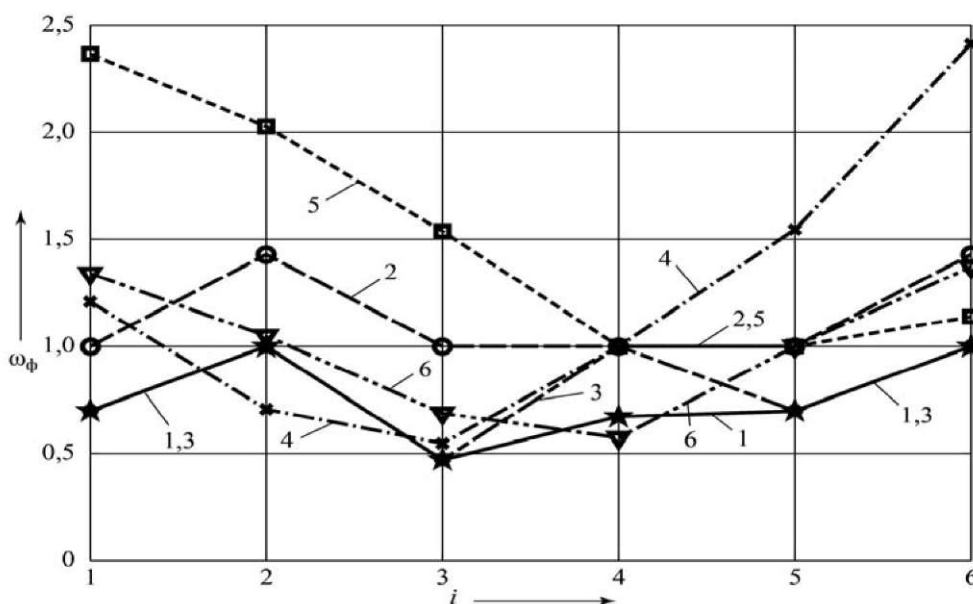


Рис. 4. Графики нормированных максимальных значений относительных скоростей фрикционов ПКП на передачах ( $i$  - номер передачи)





ных чисел  $D_{кп} = 5,918367$ ; показатель средней плотности ряда передаточных чисел  $q^{\wedge} = 1,429$ ; наибольшее отклонение от  $q^{\wedge}$ , составляющее величину  $\Delta k = 0,490$  %, получено для интервала смежных ступеней  $2^{\wedge} 3$ . Из приведенных графиков видно, что данная кинематическая схема позволяет получить наименьшие значения относительных скоростей фрикционов и сателлитов по сравнению с другими схемами. Следовательно, она обеспечивает более высокую надежность.

Таким образом, выбранная кинематическая схема ПКП удовлетворяет большинству выдвинутых технических требований. Единственный недостаток данной кинематической схемы заклю-

чается в том, что переключение ряда передач требует одновременного управления четырьмя фрикционами, причем, число таких интервалов переключений от первой до высшей передачи равно трем. Управление фрикционами в этом случае требует особых алгоритмов для согласования циклограмм процессов изменения давлений в гидроцилиндрах включаемых и выключаемых фрикционов. Это возможно только на основе микропроцессорного управления. Система микропроцессорного управления создана [3]. Она построена на основе отечественных мехатронных компонентов, производство которых планируется начать с 2014 г. на предприятии ОАО «Измеритель» (г. Новополоцк).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. - СПб. : БХВ-Петербург, 2006. - 478 с.
2. Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин : монография / Н. Н. Горбатенко [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. - Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. - 511 с.
3. **Тарасик, В. П.** Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин // Грузовик. - 2011. - № 2. - С. 2-11.
4. Проектирование трансмиссий автомобилей : справочник / А. И. Гришкевич [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. А. И. Гришкевича. - М. : Машиностроение, 1984. - 272 с.
5. **Альгин, В. Б.** Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин : монография / В. Б. Альгин. - Минск : Наука и техника, 1995. - 256 с.
6. **Тарасик, В. П.** Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач : монография / В. П. Тарасик. - Минск : Наука и техника, 1973. - 320 с.
7. **Николаев, Ю. И.** Перспективное семейство гидромеханических передач / Ю. И. Николаев, В. С. Гринюк, С. Г. Стаскевич // Автомобильная промышленность. - 2007. - № 4. - С. 10-12.
8. Принципы построения типоразмерного ряда гидромеханических передач внедорожных машин и шасси / Ю. И. Николаев [и др.] // Грузовик. - 2008. - № 9. - С. 2-6.

*Статья сдана в редакцию 28 июня 2013 года*

**Владимир Петрович Тарасик**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

**Виктор Сергеевич Савицкий**, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-47-72-67. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

**Vladimir Petrovich Tarasik**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

**Viktor Sergeevich Savitsky**, PhD student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-47-72-67. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

# **ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА**

**№ 3 - 2013**

Ответственный за выпуск	В. И. Кошелева
Художественное оформление обложки	И. А. Алексеюс
Дизайн и компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать 10.09.2013. Формат 60x84/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 16,97. Уч.-изд. л. 16,0. Тираж 100 экз. Заказ № 620.

Издатель и полиграфическое исполнение  
Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«Белорусско-Российский университет»  
ЛИ № 02330/0548519 от 16.06.2009.  
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.