

DOI: 10.53078/20778481_2021_3_59

УДК 629.3

В. П. Тарасик, О. В. Пузанова

АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

V. P. Tarasik, O. V. Puzanova

FRICION CLUTCH CONTROL ALGORITHM FOR AUTOMATIC PLANETARY GEARBOXES

Аннотация

Предложена методика формирования алгоритма управления фрикционами автоматической коробки передач. Приведены формулы для построения характеристик управления давлением на этапе буксования фрикциона, позволяющих снизить динамические нагрузки в трансмиссии и плавность хода автомобиля в переходных процессах при переключении передач.

Ключевые слова:

гидромеханическая передача, гидротрансформатор, коробка передач, фрикцион, характеристики управления давлением включения фрикциона, коэффициент трения, относительная скорость скольжения дисков фрикциона.

Для цитирования:

Тарасик, В. П. Алгоритм управления фрикционами автоматической планетарной коробки передач / В. П. Тарасик, О. В. Пузанова // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 3(72). – С. 59–68.

Abstract

A technique to form an algorithm for controlling friction clutches of an automatic gearbox is proposed. The formulas are given to construct the characteristics of pressure control at the stage of friction clutch slipping, which make it possible to reduce dynamic loads in the transmission and to provide vehicle's smooth ride during transient processes when shifting gears.

Keywords:

hydromechanical transmission, torque converter, gearbox, friction clutch, characteristics of clutch engagement pressure control, friction coefficient, relative sliding speed of friction clutch discs.

For citation:

Tarasik, V. P. Friction clutch control algorithm for automatic planetary gearboxes / V. P. Tarasik, O. V. Puzanova // The Belarusian-Russian university herald. – 2021. – № 3(72). – P. 59–68.

На карьерных самосвалах грузоподъемностью до 90 т широкое применение находят гидромеханические передачи (ГМП) с мехатронными системами автоматического управления (МСАУ). В состав ГМП входят гидродинамический трансформатор (ГДТ) и многоступенчатая коробка передач

(КП). В основном применяются планетарные коробки передач, однако используются и более простые – вальные КП. Переключение передач в КП осуществляется посредством многодисковых фрикционов. Включение фрикциона производится подачей рабочей жидкости в его гидроцилиндр, осуществля-

ющий сжатие фрикционных дисков для получения необходимого момента трения. Команды на переключение передач формирует МСАУ, а непосредственно реализуют их электрогидравлические пропорциональные клапаны (ЭГПК).

Высокие уровни мощности двигателей карьерных самосвалов приводят к необходимости применения соответствующих фрикционных материалов для обеспечения требуемой энергоемкости и износостойкости фрикционов КП. Таким требованиям удовлетворяют металлические пары трения. Для отечественных машин широко используется пара трения «металлокерамика МК5 – сталь 65Г». Но она имеет существенный недостаток, заключающийся в значительной зависимости коэффициента трения от скорости скольжения фрикционных дисков в процессе буксования фрикциона. Коэффициент трения этой пары μ определяется по формуле [1]

$$\mu = \mu_0 + (\mu_k - \mu_0) \exp(-k_e |v_{ск}|), \quad (1)$$

где μ_0 , μ_k – начальное и конечное значения коэффициента трения фрикционных дисков в процессе буксования фрикциона; $v_{ск}$ – скорость относительного скольжения фрикционных дисков включаемого фрикциона, м/с; k_e – коэффициент экспоненты.

Значения μ_0 , μ_k находятся в пределах: $\mu_0 = 0,05 \dots 0,06$; $\mu_k = 0,10 \dots 0,12$, а коэффициент экспоненты $k_e = 0,225$.

На рис. 1 показан график зависимости коэффициента трения μ от скорости скольжения дисков $v_{ск}$. При этом приняты следующие значения параметров: $\mu_0 = 0,06$, $\mu_k = 0,10$.

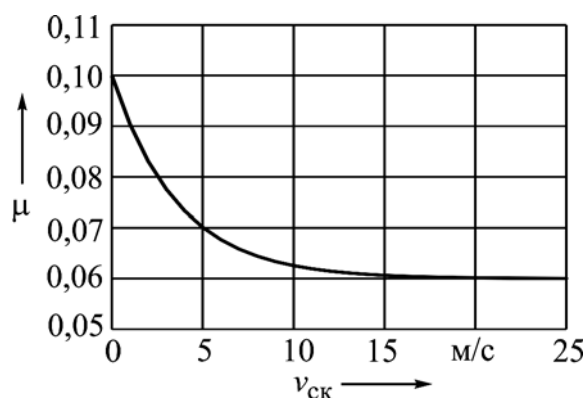


Рис. 1. Зависимость коэффициента трения фрикционных дисков от скорости их относительного скольжения

Скорость скольжения $v_{ск}$ зависит от радиальных размеров дисков и от относительной угловой скорости их вращения:

$$v_{ск} = r_3 \omega_{ск} = r_3 (\omega_{вдц} - \omega_{вдм}), \quad (2)$$

где r_3 – радиус действия эквивалентной суммарной силы трения на поверхности

фрикционных дисков, м; $\omega_{вдц}$ и $\omega_{вдм}$ – угловые скорости вращения ведущих и ведомых дисков включаемого фрикциона соответственно, рад/с; $\omega_{ск}$ – относительная угловая скорость скольжения дисков, рад/с.

Для металлической пары трения [2]

$$r_3 = (R + r)/2, \quad (3)$$

где R и r – наружный и внутренний радиусы поверхности трения фрикционных дисков соответственно.

Изменение коэффициента трения в процессе переключения передачи сопровождается соответствующим изменением момента трения фрикциона M_{ϕ} , величина которого к моменту завершения буксования резко возрастает, что приводит к большим динамическим нагрузкам в трансмиссии автомобиля и к дискомфорту движения (продольные толчки автомобиля).

Момент трения фрикциона, как известно [2], вычисляется по формуле

$$M_{\phi} = \mu F_{сж} r_{\Sigma} z, \quad (4)$$

где $F_{сж}$ – усилие сжатия фрикционных дисков, Н; z – количество пар трения фрикциона.

Значение $F_{сж}$ определяется давлением рабочей жидкости $p_{г.ц}$, Па, по-

даваемой в гидроцилиндр включаемого фрикциона, и площадью рабочей поверхности поршня $A_{п}$, м², по формуле

$$F_{сж} = p_{г.ц} A_{п}. \quad (5)$$

Значение $p_{г.ц}$ подставляется в эту формулу за вычетом давления $p_{в.п}$, необходимого для компенсации усилия возвратных пружин поршня гидроцилиндра.

Формирование характеристики давления, используемого в процессе включения каждого фрикциона КП, осуществляется посредством автономного ЭГПК согласно алгоритму, реализуемому контроллером МСАУ. Обозначим давление на выходе ЭГПК $p_{кл}(t)$. Обычно используется кусочно-линейная характеристика $p_{кл}(t)$, представленная на рис. 2.

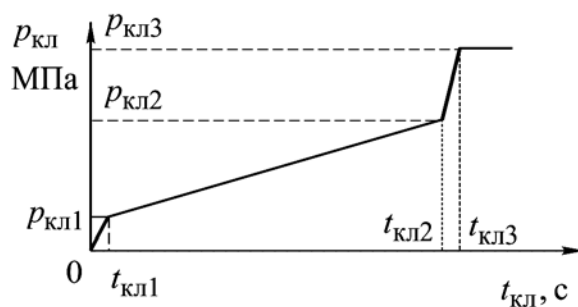


Рис. 2. Характеристика давления, формируемая ЭГПК при включении фрикциона коробки передач

Алгоритм вычисления кусочно-линейной характеристики давления

управления фрикционом описывается выражением

$$p_{кл} = \begin{cases} k_{p1}t & \text{при } t \leq t_{кл1}; \\ p_{кл1} + k_{p2}(t - t_{кл1}) & \text{при } t_{кл1} < t \leq t_{кл2}; \\ p_{кл2} + k_{p3}(t - t_{кл2}) & \text{при } t_{кл2} < t \leq t_{кл3}; \\ p_{кл3} & \text{при } t > t_{кл3}, \end{cases} \quad (6)$$

где $t_{кЛ1}$, $t_{кЛ2}$, $t_{кЛ3}$ – координаты точек характеристики управления по оси времени t , с; $p_{кЛ1}$, $p_{кЛ2}$, $p_{кЛ3}$ – координаты точек по оси давления, МПа; k_{p1} , k_{p2} , k_{p3} – скорости нарастания давления на соответствующих участках характеристики управления, МПа/с, $k_{pi} = dp_{кли}/dt$.

Для компенсации отмеченного недостатка, обусловленного зависимостью коэффициента трения фрикционных дисков μ от скорости их относительно скольжения $v_{ск}$, предложена модель корректирования характеристики давления $p_{кЛ}(t)$. Функциональная схема ее реализации и алгоритм функционирования приведены в [3]. Она содержит корректор давления, снижающий давление $p_{г.ц}(t)$, подаваемое в гидроцилиндр фрикциона в заключительной фазе его буксования. Характеристика корректора давления описывается выражением

$$k_p = 1 - k_\omega \exp(-k_{ep}|\omega_{ск}|), \quad (7)$$

где k_p – коэффициент коррекции давления; k_ω – максимальная величина снижения коэффициента k_p в момент замыкания фрикциона, т. е. при $\omega_{ск} = 0$; k_{ep} – коэффициент экспоненты.

Характеристика давления рабочей жидкости $p_{г.ц}(t)$, подаваемой в гидроцилиндр фрикциона в процессе его включения, соответствует выражению

$$p_{г.ц}(t) = k_p(t)p_{кЛ}(t). \quad (8)$$

На рис. 3 приведены примеры графиков, отображающих изменение параметров характеристик управления включением фрикциона КП. Из рис. 3, в видно, что в заключительной фазе включения, когда коэффициент трения μ резко возрастает (см. рис. 3, б), система управления фрикционом снижает давление $p_{г.ц}$. Это обеспечивает более плавное изменение момента трения фрикциона $M_\phi(t)$.

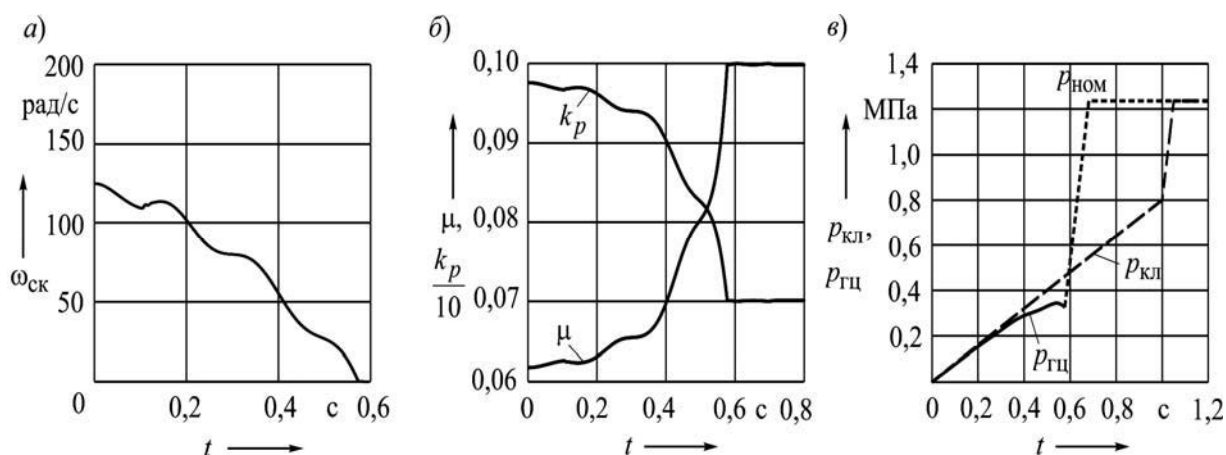


Рис. 3. Графики изменения в процессе буксования фрикциона относительной скорости скольжения фрикционных дисков $\omega_{ск}$ (а), коэффициента трения μ , коэффициента коррекции давления k_p (б) и давления гидропривода фрикциона $p_{г.ц}$ (в) при кусочно-линейной характеристике управления фрикционом

В результате повышаются показатели качества переходных процессов при переключении передач: снижаются динамические нагрузки в трансмиссии, повышается плавность хода автомобиля и ресурс работы фрикционных дисков. После замыкания фрикциона (при $\omega_{ск} = 0$) управление давлением $p_{г.д}$ прекращается и его значение поднимается до номинального уровня $p_{ном}$.

Из выражений (1), (2) и (7) видно, что аргументом изменения характеристик управления фрикционом в процессе его включения является относительная скорость скольжения фрикционных дисков $\omega_{ск}$, рад/с. Рассмотрим методику определения $\omega_{ск}$ на конкретных примерах.

На рис. 4 представлена кинематическая схема планетарной КП карьерного самосвала. В ее состав входят четыре планетарных ряда, для управления которыми предусмотрено шесть фрикционов – две муфты Φ_1 и Φ_2 и четыре тормоза T_1, T_2, T_3, T_4 . Схема имеет три степени свободы и состоит структурно из двух взаимодействующих частей – делителя и базовой коробки передач (БКП). Делитель двухступенчатый, а БКП трехступенчатая, в результате планетарная КП обеспечивает шесть передач переднего хода и передачу реверса. Для включения любой передачи необходимо замкнуть два фрикциона (см. таблицу на рис. 4).

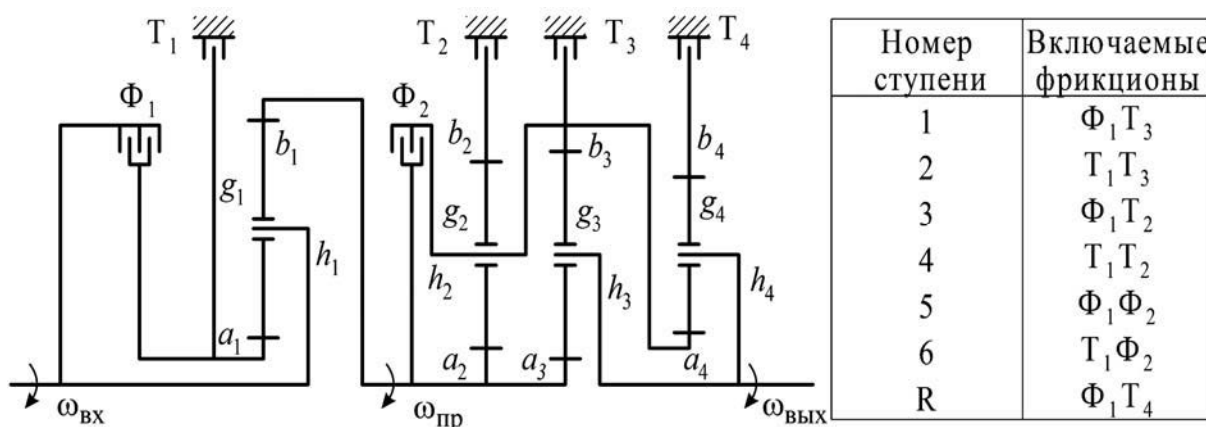


Рис. 4. Кинематическая схема планетарной коробки передач

Рассмотрим вначале схему делителя. Она содержит один планетарный ряд и два фрикциона Φ_1 и T_1 , обеспечивающие включение прямой и повышающей передачи делителя соответственно. Угловые скорости вращения элементов планетарного ряда делителя связаны между собой уравнением кинематики [1]

$$\omega_{a1} - K_1 \omega_{b1} - (1 - K_1) \omega_{h1} = 0, \quad (9)$$

где ω_{a1} и ω_{b1} – угловые скорости вращения центральных зубчатых колес a_1 и b_1 соответственно, рад/с; ω_{h1} – угловая скорость водила, рад/с; K_1 – кинематический параметр планетарного ряда делителя:

$$K_1 = \frac{\omega_{a1}}{\omega_{b1}} \Big|_{\omega_{h1}=0}. \quad (10)$$

Модуль параметра K_1 можно определить из соотношения чисел зубьев центральных зубчатых колес:

$$|K_1| = z_{b1}/z_{a1}. \quad (11)$$

Для осуществления контроля за процессом управления включением фрикциона Φ_1 необходимо получить формулу вычисления скорости скольжения его дисков $\omega_{ск.ф1}$.

Обозначим угловую скорость вращения входного вала делителя $\omega_{вх}$, а выходного вала $\omega_{пр}$ (см. рис. 4). Учитывая, что $\omega_{h1} = \omega_{вх}$, получаем $\omega_{ск.ф1} = \omega_{вх} - \omega_{a1}$. Значение ω_{a1} найдем из уравнения кинематики (9), а $\omega_{b1} = \omega_{пр}$. В результате получаем искомое выражение для вычисления $\omega_{ск.ф1}$:

$$\omega_{ск.ф1} = K_1(\omega_{вх} - \omega_{пр}). \quad (12)$$

При $\omega_{пр} = \omega_{вх}$ произойдет замыкание фрикциона $\omega_{пр}$, что соответствует $\omega_{ск.ф1} = 0$, и регулирование давления управления фрикционом $p_{г.ц}$ завершится.

Аналогично получается формула вычисления скорости скольжения дисков $\omega_{ск.т1}$ фрикциона T_1 включения повышающей передачи делителя. Согласно уравнению (9) получаем

$$\omega_{ск.т1} = \omega_{a1} = K_1\omega_{пр} + (1 - K_1)\omega_{вх}. \quad (13)$$

Базовая коробка передач содержит три планетарных ряда. Кинематические свойства каждого из них описываются своим уравнением. Но поскольку компоненты всех этих рядов конструктивно взаимосвязаны, то необходимо использовать систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} \omega_{a2} - K_2\omega_{b2} - (1 - K_2)\omega_{h2} &= 0; \\ \omega_{a3} - K_3\omega_{b3} - (1 - K_3)\omega_{h3} &= 0; \\ \omega_{a4} - K_4\omega_{b4} - (1 - K_4)\omega_{h4} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Первая передача БКП включается фрикционом T_3 . Принимая во внимание, что $\omega_{a3} = \omega_{пр}$; $\omega_{h3} = \omega_{вых}$; $\omega_{b3} = \omega_{ск.т3}$ и используя второе уравнение системы (14), получаем формулу для вычисления скорости скольжения дисков фрикциона первой передачи

$$\omega_{ск.т3} = \frac{\omega_{пр} - (1 - K_3)\omega_{вых}}{K_3}, \quad (15)$$

где $\omega_{вых}$ – угловая скорость вращения выходного вала КП, рад/с (см. рис. 4).

Для включения второй передачи предназначен тормоз T_2 . Скорость скольжения его дисков $\omega_{ск.т2} = \omega_{b2}$. Тогда согласно первому уравнению системы (14), учитывая, что $\omega_{a2} = \omega_{пр}$, $\omega_{h2} = \omega_{b3}$, получаем

$$\omega_{ск.т2} = \frac{\omega_{пр} - (1 - K_2)\omega_{b3}}{K_2}.$$

Из второго уравнения системы (14) находим

$$\omega_{b3} = \frac{\omega_{пр} - (1 - K_3)\omega_{вых}}{K_3}.$$

После подстановки значения ω_{b3} в предыдущее выражение получаем формулу для вычисления скорости скольжения дисков фрикциона второй передачи

$$\omega_{ск.т2} = -\frac{(1 - K_2 - K_3)}{K_2K_3}\omega_{пр} + \frac{(1 - K_2)(1 - K_3)}{K_2K_3}\omega_{вых}. \quad (16)$$

Включение третьей передачи БКП производится фрикционом Φ_2 . Скорость скольжения его дисков $\omega_{ск.ф2} = \omega_{пр} - \omega_{b3}$. Подставив значения ω_{b3} , получим искомую формулу:

$$\omega_{ск.ф2} = -\frac{1-K_3}{K_3}(\omega_{пр} - \omega_{вых}). \quad (17)$$

Передача реверса включается фрикционом T_4 . Для вычисления скорости скольжения этого фрикциона необходимо решить совместно второе и третье уравнения системы (14). После соответствующих преобразований получаем следующую формулу:

$$\omega_{ск.R2} = \frac{\omega_{пр} - (1-K_3K_4)\omega_{вых}}{K_3K_4}. \quad (18)$$

Для получения информации об изменении угловых скоростей $\omega_{вх}$, $\omega_{вых}$ и $\omega_{пр}$, входящих в выражения (12), (13), (15)–(18), используются датчики частоты вращения соответствующих валов планетарной КП: входного $n_{вх}$, выходного $n_{вых}$ и промежуточного $n_{пр}$, об/мин. Соотношение между угловой скоростью ω_i и частотой вращения n_i i -го вала устанавливается известной зависимостью $\omega_i = \pi n_i / 30$.

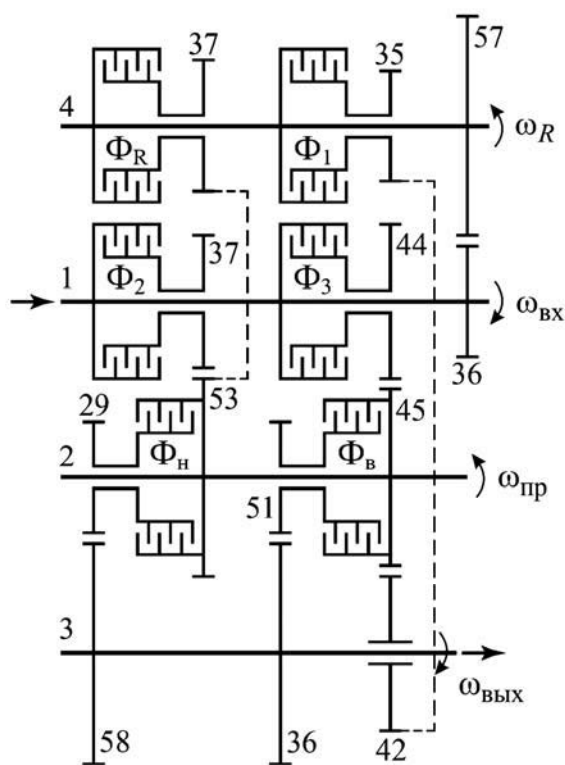
Формулы, полученные на основе изложенной методики, составляют основу алгоритма управления фрикционами автоматической планетарной коробки передач автомобиля, реализуемого МСАУ.

На карьерных самосвалах наряду с планетарными КП применяются также вальные коробки передач в составе ГМП [1–4]. Для управления фрикционами при автоматическом переключении передач этих КП могут быть использованы характеристики и алгоритмы, аналогичные рассмотренным выше для планетарной КП. Но кинематические свойства вальных и планетарных КП существенно различаются.

Рассмотрим методику анализа кинематических характеристик вальных КП. Покажем ее применение на примере кинематической схемы, представленной на рис. 5.

Эта схема, так же как и схема планетарной КП, рассмотренная выше, имеет три степени свободы. С целью упрощения анализа выполним ее декомпозицию, выделив две составляющие, каждая из которых будет иметь две степени свободы. Первая из них представляет базовую коробку передач (БКП), а вторая – демультипликатор. БКП содержит четыре фрикциона Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 , Φ_R , обеспечивающие включение трех передач переднего хода и передачу реверса, а демультипликатор – два фрикциона Φ_H и Φ_B понижающего и повышающего диапазонов соответственно. В результате КП имеет шесть передач переднего хода. При переключении передач необходимо включение на каждой передаче одновременно двух фрикционов. В таблице (см. рис. 5) указаны включаемые фрикционы и получаемые передаточные числа КП. На схеме отмечены числа зубьев зубчатых зацеплений и показаны направления угловых скоростей вращения валов на передачах переднего хода: $\omega_{вх}$ – входного вала 1; $\omega_{пр}$ – промежуточного 2; $\omega_{вых}$ – выходного 3; ω_R – вала реверса 4.

При разработке методики определения скоростей скольжения дисков фрикционов $\omega_{ск}$ выделим три вида составляющих компонентов кинематической схемы КП, позволяющие полностью отобразить ее физические свойства. Схемы этих компонентов представлены на рис. 6, а–в. Схема 6, а отображает кинематику первой передачи и передачи реверса, схема 6, б – второй и третьей передач КП, а схема 6, в – обеих ступеней демультипликатора. На этих схемах фрикционы имеют обозначение Φ_j , а угловые скорости входных и выходных валов соответствуют обозначениям на рис. 5.



Номер ступени	Включаемые элементы	Передаточное число
I	$\Phi_1 \Phi_H$	4,071
II	$\Phi_2 \Phi_H$	2,865
III	$\Phi_3 \Phi_H$	2,045
IV	$\Phi_1 \Phi_B$	1,437
V	$\Phi_2 \Phi_B$	1,011
VI	$\Phi_3 \Phi_B$	0,722
R	$\Phi_R \Phi_H$	-4,536

Рис. 5. Кинематическая схема вальной коробки передач карьерного самосвала

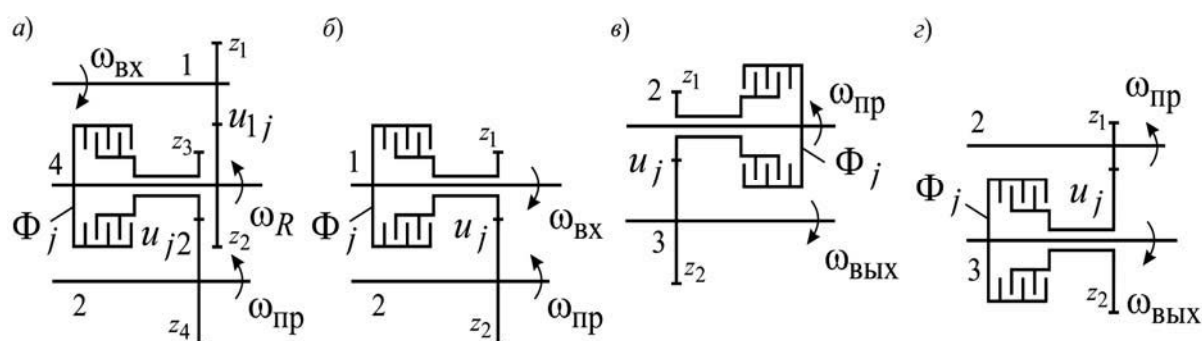


Рис. 6. Компоненты декомпозиции кинематической схемы вальной коробки передач

Рассмотрим вначале схему на рис. 6, а. Обозначим угловую скорость относительного скольжения дисков j -го фрикциона $\omega_{ск.фj}$, а угловые скорости вращения его ведущих и ведомых дисков $\omega_{вдщj}$ и $\omega_{вдмj}$ соответственно. Тогда $\omega_{ск.фj} = \omega_{вдщj} - \omega_{вдмj}$. При этом $\omega_{вдщ.фj} = \omega_{вх} / u_{1j}$, $\omega_{вдм.фj} = \omega_{пр} u_{j2}$, где u_{1j} – передаточное число зубчатой пе-

редачи между входным валом 1 и валом 4, на котором закреплен фрикцион Φ_j ; u_{j2} – передаточное число между фрикционом и промежуточным валом 2. В результате получаем искомое значение $\omega_{ск.фj}$:

$$\omega_{ск.фj} = \frac{\omega_{вх}}{u_{1j}} - \omega_{пр} u_{j2}. \quad (19)$$

При анализе кинематики зубчатых передач наружного зацепления следует иметь ввиду, что передаточное число каждой пары такого зацепления отрицательно, поскольку колеса этой пары вращаются в противоположных направлениях. Если зубчатая передача наружного зацепления содержит одну пару зубчатых колес, ее передаточное число будет отрицательно. В общем случае при нечетном числе пар зубчатых зацеплений, составляющих зубчатую передачу, ее передаточное число будет отрицательное, а при четном – положительное.

Рассмотрим это на примерах первой передачи и передачи реверса БКП, согласно схемам на рис. 5 и 6, а. Для определения искомых передаточных чисел воспользуемся информацией о числе зубьев зубчатых колес, приведенных на рис. 5. Значение u_{1j} для обеих передач одинаково, т. к. их фрикционы находятся на одном и том же валу: $u_{1j} = -57/36$. Значение u_{j2} для первой

передачи $u_{j2} = \frac{42 \cdot 45}{35 \cdot 42}$, а для передачи реверса $u_{j2} = -\frac{53}{37}$. Очевидно, что зна-

чение u_{j2} для первой передачи положительно, поскольку ее зубчатая передача между валами 2 и 4 содержит два последовательных зубчатых зацепления (см. рис. 5). Передача же реверса между этими валами состоит только из одной пары зацепления, поэтому передаточное число ее отрицательно.

Рассмотрим кинематику БКП на второй и третьей передачах (см. рис. 6, б). Скорость скольжения фрикционных дисков в этом случае

$$\omega_{\text{ск.фj}} = \omega_{\text{вх}} - \omega_{\text{пр}} u_j. \quad (20)$$

Передаточное число u_j на второй передаче $u_j = -z_2/z_1 = -53/37$, а на третьей $u_j = -z_2/z_1 = -45/44$ (см. рис. 5).

Схема для анализа кинематики демультипликатора представлена на рис. 6, в. При этом на понижающем диапазоне $u_j = -z_2/z_1 = -58/29$, на повышающем $u_j = -z_2/z_1 = -36/51$, а скорость скольжения фрикционных дисков

$$\omega_{\text{ск.фj}} = \omega_{\text{пр}} - \omega_{\text{вых}} u_j. \quad (21)$$

Очевидно, что схемы на рис. 6, б, в одинаковы, различаются лишь обозначения угловых скоростей, т. к. анализируемые фрикционы Φ_j расположены на разных валах КП.

Если установить фрикционы демультипликатора $\Phi_{\text{н}}$ и $\Phi_{\text{в}}$ на выходном валу коробки передач, то необходимо использовать схему на рис. 6, г. Согласно этой схеме

$$\omega_{\text{ск.фj}} = \frac{\omega_{\text{пр}}}{u_j} - \omega_{\text{вых}}. \quad (22)$$

Полученные формулы (19)–(22) в сочетании с выражениями (1)–(8), описывающими формирование характеристик управления давлением, составляют основу алгоритма управления процессами включения фрикционов при переключении передач вальной КП.

Предложенные методики определения скоростей относительного скольжения дисков в процессе включения фрикционов применимы при любых кинематических схемах планетарных и вальных автоматических коробок передач.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Диагностирование гидромеханических передач: 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.
2. **Тарасик, В. П.** Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач / В. П. Тарасик. – Минск: Наука и техника, 1973. – 320 с.
3. **Тарасик, В. П.** Управление фрикционными гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, О. В. Пузанова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2021. – № 2 (71). – С. 20–30.
4. **Тарасик, В. П.** Переключение передач карьерного самосвала с гидромеханической передачей / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович // Автомобильная промышленность. – 2018. – № 8. – С. 12–20.
5. **Тарасик, В. П.** Влияние характеристик управления фрикционными гидромеханической передачи на показатели эффективности их функционирования / В. П. Тарасик, О. В. Пузанова // Автомобильная промышленность. – 2020. – № 11. – С. 4–11.

Статья сдана в редакцию 25 августа 2021 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-25-36-45. E-mail: avtobru@gmail.com.

Ольга Владимировна Пузанова, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-29-634-57-04.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
Tel.: +375-222-25-36-45. E-mail: avtobru@gmail.com.

Olga Vladimirovna Puzanova, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Tel.: +375-29-634-57-04.