

## Введение

В трансмиссиях автомобилей и тракторов широкое применение нашли планетарные механизмы. Они предназначены для преобразования характеристик потока мощности. Планетарные механизмы используются в коробках передач, колесных передачах (бортовых редукторах), лебедках, межколесных и межосевых дифференциалах.

Характерной чертой планетарных коробок передач (ПКП) является передача мощности не одним потоком, а несколькими. Именно вследствие передачи мощности параллельными потоками в ПКП снижается динамическая нагруженность звеньев и достигается более высокий КПД, чем у валовых коробок передач. Однако такое наблюдается лишь при отсутствии циркуляции мощности. Если же появляется циркуляция, то мощность на некоторых элементах планетарных рядов, входящих в циркулирующий контур, становится больше мощности на входном валу ПКП, что, естественно, увеличивает нагруженность этих элементов и снижает КПД. Отсюда вытекает необходимость проведения более детального исследования влияния циркуляции мощности на КПД ПКП, плавность трогания автомобиля с места, трансформацию переменных типа потока (угловых скоростей) и потенциала (вращающих моментов), а также на динамическую нагруженность в элементах ПКП.

Ниже предложена методика проведения численного анализа циркуляции мощности в ПКП с учетом динамических процессов, которая включает следующие этапы: кинематический и силовой анализ для установления кон-

# Методика проведения численного анализа циркуляции мощности в планетарных коробках передач

*Предложена методика, которая позволяет установить влияние циркуляции мощности в трансмиссии на плавность и динамичность движения автомобиля, трансформацию угловых скоростей и вращающих моментов. Эффективность методики заключается в снижении отрицательного влияния циркуляции мощности путем разработки соответствующих рекомендаций. Методика позволяет исследовать причины возникновения и специфику циркуляции мощности.*

**Ключевые слова:** численный анализ, циркуляция мощности, замкнутый контур, планетарная коробка передач, динамическая модель, показатели качества.

тура циркуляции мощности (по значениям мощностей на зубчатых колесах и замкнутых фрикционах), разработка функциональной схемы гидромеханической трансмиссии, разработка динамической модели гидромеханической трансмиссии и определение ее параметров, оценка адекватности математической модели реальному объекту, вычисление показателей качества переходного процесса и их анализ.

## 1. Оценочные показатели качества переходных процессов в ПКП

Для проведения качественного анализа переходных процессов в ПКП выбираются показатели, позволяющие осуществить количественную оценку: плавности трансформации угловых скоростей и вращающих моментов, динамической нагруженности элементов ПКП; плавности и динамичности движения автомобиля; тепловой динамики фрикционов.

УДК 004.519.8:621  
И. А. Евсеенко,  
канд. техн.  
наук, ст. препод.,  
Белорусско-  
Российский  
ун-т  
(г. Могилев)  
E-mail:  
327igor@  
tambler.ru

ВЫПУСКНОЙ КОНСТРУКЦИЯ

**Показатели плавности трансформации фазовых переменных типа потока и типа потенциала** следующие.

1. Передаточное отношение ПКП  $i(t)$ , позволяющее оценить трансформацию угловых скоростей элементов ПКП.

2. Коэффициент трансформации ПКП  $K(t)$ . Этот критерий необходим для оценки переходной характеристики трансформации вращающихся моментов ПКП.

3. Максимальное значение амплитуды коэффициента трансформации ПКП  $K_{\max}$ . Оно позволяет оценить плавность преобразования вращающихся моментов путем сравнения коэффициента  $K_{\max}$  с его значением на установившемся режиме работы ПКП.

4. Значение КПД ПКП на установившемся режиме  $\eta$ , дающее возможность оценить потери мощности в ПКП.

5. Время переходного процесса коэффициента трансформации ПКП  $t_k$ . Время переходного процесса характеризует длительность пребывания системы в неустановившемся состоянии.

Условие завершения переходного процесса определяется по выражению

$$|K(t) - K_{\infty}| \leq \Delta_k,$$

где  $K_{\infty}$  — коэффициент трансформации момента ПКП на установившемся режиме работы;  $\Delta_k$  — полоса пропускания,  $\Delta_k = 0,05K_{\infty}$ .

Величина  $\Delta_k$  определяется из условия, что отклонение коэффициента трансформации вращающегося момента ПКП  $K(t)$  от его установившегося значения  $K_{\infty}$  не должно превышать 5 %.

6. Колебательный характер  $v_{(k)}$  переходной характеристики коэффициента трансформации вращающегося момента  $K(t)$  ПКП, определяющий число полных колебаний за время  $t(k)$ .

**Показатели динамической нагруженности элементов ПКП** следующие.

1. Максимальный момент на выходном валу ПКП  $M_{\max}$ .

2. Максимальные моменты на водилах планетарных рядов ПКП. Они определяются по выражению

$$M_{h\max j} = \max |M_{hj}(t)|,$$

где  $j$  — номер планетарного ряда.

Моменты на водилах планетарных рядов ПКП служат для оценки динамической нагруженности элементов ПКП, так как воспринимаемый водилами момент больше момента на центральных зубчатых колесах. Показатель  $M_{h\max j}$  необходим для расчета геометрических параметров элементов ПКП по критерию прочности.

3. Максимальные значения амплитуд мощности на элементах планетарных рядов ПКП. При этом

$$P_{a\max j} = \max |P_{aj}(t)|;$$

$$P_{h\max j} = \max |P_{hj}(t)|;$$

$$P_{b\max j} = \max |P_{bj}(t)|,$$

где  $j$  — номер планетарного ряда;  $P_a, P_b$  — мощности на центральных зубчатых колесах планетарного ряда;  $P_h$  — мощность на водиле.

Значения максимальных амплитуд мощностей на элементах планетарных рядов позволяют оценить изменения передаваемых элементами ПКП мощностей в процессе включения передач.

Для проведения количественной оценки изменения мощностей на элементах планетарных рядов, образующих контур циркуляции, предложено использовать отношение максимальной амплитуды мощности  $i$ -го элемента ПКП к максимальной амплитуде мощности на входном валу ПКП.

**Показатели плавности и динамичности движения автомобиля** следующие.

1. Максимальное значение продольного ускорения автомобиля

$$a_{\max} = \max |a(t)|,$$

где  $a(t)$  — продольное ускорение автомобиля,

$$a(t) = r_k \frac{d\omega(t)}{dt},$$

где  $r_k$  — радиус качения ведущих колес автомобиля, м.

Ускорение автомобиля позволяет оценить динамичность и плавность движения.

2. Время переходного процесса  $t_{(a)}$  ускорения автомобиля  $a(t)$ .

3. Интегральный показатель, равный интегралу от разности текущего значения продольного

ускорения автомобиля  $a(t)$  и его конечным установившимся значением  $a_\infty$  [1]

$$I_a = \int_0^{t(a)} |a(t) - a_\infty| dt.$$

Условие завершения переходного процесса определяется по выражению

$$|a(t) - a_\infty| \leq \Delta_a,$$

где  $\Delta_a$  — полоса пропускания.

Учитывая, что конечное установившееся значение при переходном процессе продольного ускорения автомобиля равно нулю, величина  $\Delta_a$  определяется по зависимости

$$\Delta_a = 0,01 a_{\max}.$$

Интегральная оценка позволяет обобщенно оценить быстродействие переходного процесса и отклонение от установившегося значения в переходном процессе ускорения автомобиля. Интегральный показатель  $I_a$  численно равен площади, ограниченной кривой  $a(t)$ , прямой  $a_\infty$  и осью ординат. Интегральный показатель вычисляется за время переходного процесса  $t(a)$  ускорения автомобиля. Чем меньше значения  $I_a$ , тем быстрее затухает процесс  $a(t)$ , а следовательно, ухудшаются показатели динамичности.

4. Колебательный характер  $v(a)$  переходной характеристики процесса ускорения автомобиля  $a(t)$ .

**Показатели тепловой динамики фрикционных элементов** следующие.

1. Время буксования  $t_f$  фрикционного элемента является одной из важнейших составляющих времени включения передачи.

2. Максимальная удельная работа буксования

$$W_{\max i} = \max \left( \frac{1}{z_{fi} S_{fi}} \int_0^{t_f} M_{fi}(t) |\omega_i(t)| dt \right),$$

где  $z_{fi}$  — число пар трения фрикционного элемента;  $S_{fi}$  — площадь трения фрикционных дисков,  $m^2$ ;  $M_{fi}$  — момент на фрикционном элементе,  $N \cdot m$ ;  $\omega(t)$  — относительная скорость скольжения фрикционных дисков;  $i$  — номер фрикционного элемента управления.

Удельная работа буксования  $W_i$  определяет количество тепловой энергии, выделяемой на поверхностях трения дисков фрикциона, и характеризует среднюю объемную температуру дисков фрикционов и их износ. Работа буксования возрастает с увеличением времени буксования  $t_f$ , относительной скорости скольжения  $\omega(t)$  и давления на поверхностях трения.

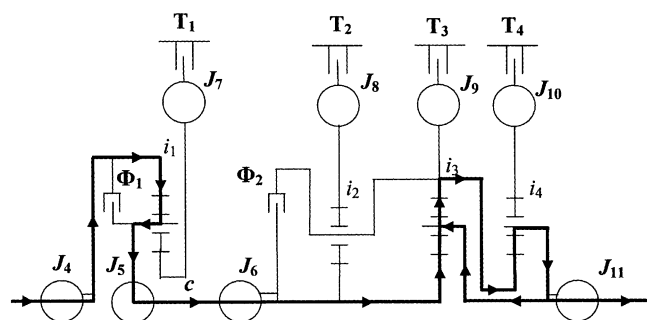
3. Максимальная удельная мощность буксования, определяется по выражению

$$P_{\max i} = \max \left( \frac{1}{z_{fi} S_{fi}} M_{fi}(t) |\omega_i(t)| \right).$$

Удельная мощность буксования  $P_i$  характеризует среднюю интенсивность выделения тепловой энергии на трущихся поверхностях. Предельное значение удельной мощности буксования фрикционов принимается согласно рекомендациям [2] и равно  $1500 \text{ кВт/м}^2$ .

**Рис. 1. Схема передачи потока мощности на передаче заднего хода:**

$\Phi$ ,  $T$  — фрикционные муфты и тормоза;  $J$  — моменты инерции;  $c$  — параметр упругого элемента;  $i$  — кинематические параметры планетарных рядов



## 2. Исследование циркуляции мощности в переходном процессе

В качестве примера исследуем циркуляцию мощности в планетарной коробке передач БелАЗ-7516 на передаче заднего хода. Динамическая схема и направление передачи потока мощности в ПКП на передаче заднего хода представлены на рис. 1.

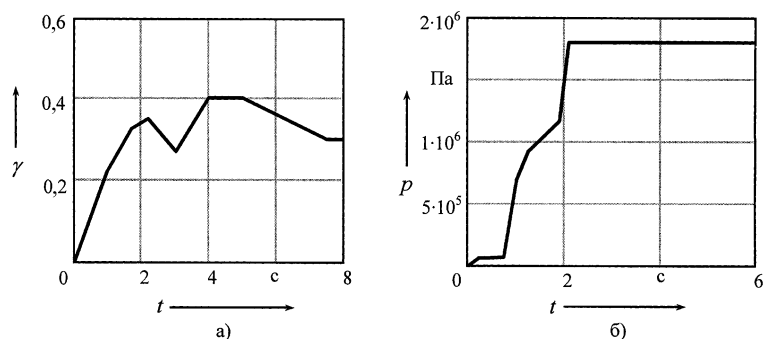


Рис. 2. Изменение положения педали подачи топлива (а) и давления в гидроцилиндрах фрикционных тормозов (б) при трогании автомобиля с места

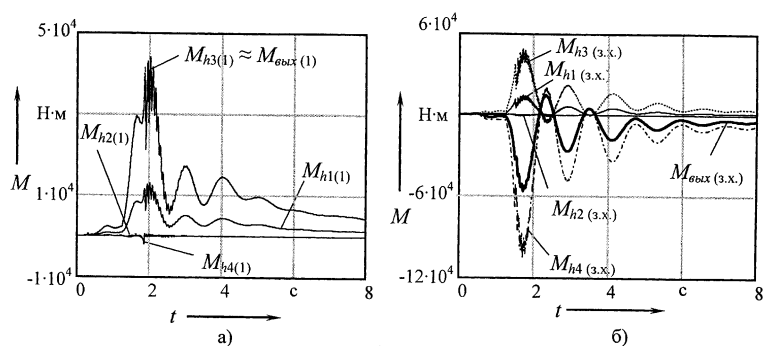


Рис. 3. Изменение вращающих моментов на валах планетарной коробки передач при трогании автомобиля БелАЗ-7516 с места: а — на первой передаче переднего хода, б — на передаче заднего хода

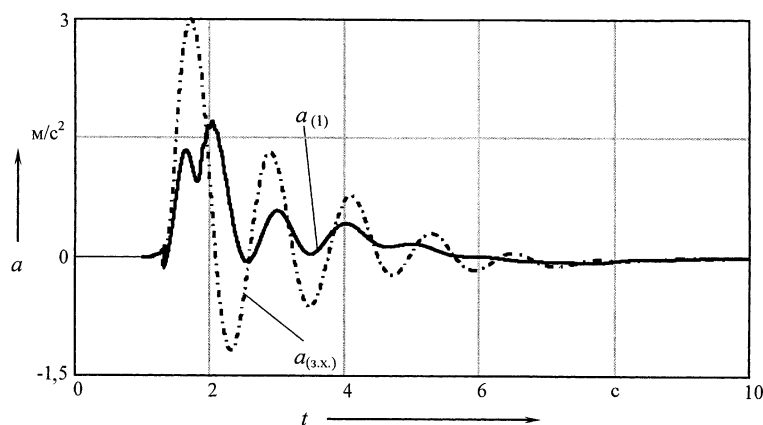


Рис. 4. Изменение ускорений автомобиля БелАЗ-7516 при трогании автомобиля с места

Динамическая модель была сформирована в программном обеспечении "SMM\_Model" [3], разработанном в Белорусско-Российском университете.

Показатели определили на двух передачах: на первой переднего хода, где циркуляция мощности заведомо отсутствует, и заднего хода, где есть циркуляция. Сравнение этих двух передач объясняется близкими значениями реализуемых передаточных чисел. На первой передаче переднего хода передаточное число равно 4,555, а на передаче заднего хода 5,033.

Фрикционный тормоз  $T_1$  используется для включения первой передачи переднего хода и передачи заднего хода. Поэтому тормоз  $T_1$  включен предварительно на нейтральной передаче.

Исследование проводилось на детерминированной математической модели гидромеханической трансмиссии полностью загруженного автомобиля [1]. Дорожные условия описывались следующими характеристиками: коэффициент сопротивления качению  $f = 0,025$ ; коэффициент продольного сцепления колеса с дорогой  $\varphi = 0,7$ ; продольный уклон  $h = 1\%$ . Начальная угловая скорость коленчатого вала двигателя была принята равной 75 рад/с. Время запаздывания включения фрикционов равно 0,482 с (взято по результатам натурных экспериментов). Характеристики изменения положения педали подачи топлива  $\gamma$  и давления  $p$  в гидроцилиндрах тормозов  $T_3$  и  $T_4$  приведены на рис. 2. Изменение положения педали подачи топлива и давлений в гидроцилиндрах фрикционных тормозов при трогании автомобиля приняты по результатам экспериментов.

Результаты исследований приведены на рис. 3—7 и в табл. 1—4.

Для удобства представления результатов исследования приняты следующие обозначения: вх — входной вал ПКП; вых — выходной вал ПКП; (1) — первая передача переднего хода з. х. — передача заднего хода;  $a$  — центральное зубчатое колесо планетарного ряда внешнего зацепления;  $b$  — центральное зубчатое колесо планетарного ряда внутрен-

Значения максимальных амплитуд вращающих моментов на водилах

Включаемая передача	Вращающий момент, Н · м				
	$M_{h1}$	$M_{h2}$	$M_{h3}$	$M_{h4}$	$M_{\text{вых}}$
Первая переднего хода	13037	-2017,7	44020	-1548,2	44007
Заднего хода	14707	-939,7	50661	-106976	-56319

него зацепления;  $h$  — водило планетарного ряда. Числа, стоящие после обозначения элементов планетарного ряда  $a$ ,  $b$  и  $h$ , соответствуют номерам планетарных рядов. Нумерация планетарных рядов осуществляется слева направо, т. е. от входа к выходу ПКП.

Рассмотрим кривые (рис. 3) изменения вращающих моментов на водилах планетарных рядов ПКП при трогании автомобиля с места.

На первой передаче переднего хода вращающие моменты на водилах не превышают момента на выходном валу ПКП, т. е. циркуляции мощности здесь нет. На передаче заднего хода (рис. 3, б) момент на водиле четвертого планетарного ряда больше момента на выходном валу ПКП приблизительно в 2 раза, что свидетельствует о явном наличии циркуляции мощности в данном контуре и о необходимости учитывать данный факт при прочностном расчете водила четвертого планетарного ряда. Однако это не представляет серьезной опасности, поскольку четвертый планетарный ряд работает только на передаче заднего хода, относительное время работы которой невелико (примерно 2,5 % общего пробега).

Значения максимальных амплитуд вращающих моментов на водилах ПКП приведены в табл. 1.

Анализ переходных процессов вращающих моментов на водилах ПКП при трогании автомобиля с места позволил установить:

1) при отсутствии циркуляции мощности вращающие моменты на водилах планетарных рядов не превышают момента на выходе ПКП (незначительное превышение максимальной амплитуды на во-

диле третьего планетарного ряда свидетельствует о том, что часть мощности (примерно 3,5 % мощности, подводимой к выходному валу ПКП) циркулирует и на первой передаче переднего хода);

2) в связи с наличием циркуляции мощности вращающий момент на водиле четвертого ряда превышает момент на выходе ПКП в 1,9 раза;

3) максимальная амплитуда момента на выходе ПКП на передаче заднего хода выше, чем на первой передаче переднего хода в связи с различием в передаточных числах (кроме того, максимальные амплитуды вращающих моментов на выходе ПКП сильно зависят от начальной угловой скорости коленчатого вала двигателя, так как угловая скорость инерционного элемента  $J_9$  (взаимодействующего с тормозом  $T_3$  для включения первой передачи переднего хода) более чем в 2 раза превышает скорость сосредоточенной массы  $J_{10}$  (соединенной с тормозом  $T_4$  для включения передачи заднего хода) и при увеличении начальной угловой скорости коленчатого вала двигателя наблюдается тенденция к повышению разности максимальных амплитуд  $M_{\text{вых}(1)} - M_{(3,x)}$ ;

4) имеются планетарные ряды, которые не участвуют в преобразовании параметров потока мощности, что подтверждают небольшие значения передаваемых ими вращающих моментов (по сравнению с вращающими моментами на остальных планетарных рядах они на порядок ниже);

5) динамические нагрузки в элементах ПКП достигают экстремальных значений приблизительно через 0,1–0,2 с после включения ступени.

Таблица 2

## Значения максимальных амплитуд мощностей

Элемент планетарного ряда	Максимальное значение амплитуды мощности $P_{\max j}$		Значение отношения $P_{\max j}/P_{\max \text{ вх. на передаче заднего хода}}$
	на первой передаче переднего хода	на передаче заднего хода	
$a_1$	0	0	0
$h_1$	485,144	631,476	0,994
$b_1$ (вход)	-487,987	-635,065	1
$a_2$	29,1515	13,873	0,022
$h_2$	8,2361	32,174	0,051
$b_2$	-31,275	-46,63	0,073
$a_3$	-519,937	-649,18	1,022
$h_3$	494,015	-569,73	0,897
$b_3$	381,23	1198,46	1,887
$a_4$	2,0181	-1182,444	1,862
$h_4$	-18,484	1160,32	1,827
$b_4$	18,695	176,77	0,278
На выходе	485,19	615,796	0,97

Таблица 3

## Оценочные показатели плавности и динамичности движения автомобиля

Показатель	Передача	
	первая переднего хода	заднего хода
$a_{\max}, \text{ м/с}^2$	1,698	2,99
$I_a$	1,59	1,472
$t_{(a)}$	9,1	8,6
$v_{(a)}$	3	5

Таблица 4

## Оценочные показатели трансформации параметров потока мощности планетарной коробкой передач

Показатель	Передача	
	первая переднего хода	заднего хода
$K_{\max}, \text{ м/с}^2$	7,7652	13,181
$\eta$	0,97686	0,93839
$t_{(k)}$	8,402	9,005
$v_{(k)}$	3	6

Таким образом, имеются все основания утверждать, что циркуляции мощности в ПКП при движении автомобиля задним ходом и особенно при трогании с места в этом направлении увеличивает динамическую нагруженность на элементах ПКП, образующих контур циркуляции.

Для определения контуров циркуляции мощности в ПКП на включаемой передаче и наиболее нагруженных элементов ПКП использовались значения мощности на элементах планетарных рядов. Значения максимальных амплитуд мощностей на элементах ПКП при трогании автомобиля на передаче заднего хода приведены в табл. 2.

Из анализа изменения мощностей следует:

1) значения мощности на элементах планетарных рядов при отсутствии циркуляции мощности по абсолютной величине не превышают значение мощности на входном валу ПКП;

2) на передаче заднего хода (присутствует циркуляция) значения мощности элементов планетарных рядов, входящих в контур циркуляции, больше мощности на входном валу ПКП, причем на элементах  $b_3$ ,  $a_4$ ,  $h_4$  они превышают их более чем в 1,8 раза;

3) на элементах второго и четвертого планетарных рядов при включении первой передачи переднего хода и второго планетарного ряда при

включении заднего хода максимальные значения амплитуд мощностей на порядок ниже чем на остальных элементах ПКП (кроме элементов ПКП, связанных с включенными тормозами);

4) амплитуды мощностей достигают максимальных значений, как и вращающих моментов на водилах, приблизительно через 0,1—0,2 с после включения передачи.

### Влияние циркуляции мощности на плавность и динамичность движения автомобиля

Графики ускорений автомобиля при трогании с места приведены на рис. 4.

Из рис. 4 видно, что максимальная амплитуда ускорения на передаче заднего хода значительно превышает максимальную амплитуду на первой передаче переднего хода. Колебательность ускорения на передаче заднего хода также выше, причем изменяется знак ускорения на передаче заднего хода 5 раз, а на первой передаче переднего хода 2 раза. Поэтому для оценки влияния циркуляции мощности на показатели динамичности был использован интегральный показатель (табл. 3). Интегральный показатель определялся как разность площадей, образуемых положительным и отрицательным значениями ускорения. Учитывая, что на передаче заднего хода площадь

кривой ускорения и максимальное значение амплитуды по абсолютной величине, расположенные в отрицательной области, больше чем на первой передаче переднего хода, можно однозначно утверждать, что циркуляция мощности в ПКП ухудшает плавность движения автомобиля.

Показатели качества для оценки плавности и динамичности движения в процессе трогания автомобиля с места приведены в табл. 3.

Анализ табл. 3 позволил сделать следующие выводы.

1. Циркуляция мощности ухудшает плавность движения автомобиля, так как колебательный характер процесса ускорения автомобиля на передаче заднего хода выше на 40 %. Кроме того, на передаче заднего хода ускорение меняет 5 раз знак (рис. 4), а на передаче переднего хода 2 раза.

2. Циркуляция мощности, с одной стороны, значительно увеличивает максимальное значение амплитуды ускорения и, с другой стороны, снижает интегральный показатель на 8,02 %, а время переходного процесса на 5,8 %. Для исследования влияния циркуляции мощности на динамичность автомобиля был использован график скоростей автомобиля (рис. 5), из которого следует, что циркуляция мощности снижает показатели динамичности автомобиля.

Исследуем влияние циркуляции мощности на трансформацию параметров потока мощности. Трансформацию угловых скоростей можно оценивать, как известно, либо с помощью передаточного отношения  $i$  либо с помощью обратной его величины — передаточного числа. В данном конкретном случае взято именно передаточное отношение, поскольку при трогании автомобиля с места угловая скорость выходного вала ПКП равна нулю и передаточное число превращается в бесконечность, т. е. теряет физический смысл. В качестве оценочного критерия трансформации вращающих моментов был принят коэффи-

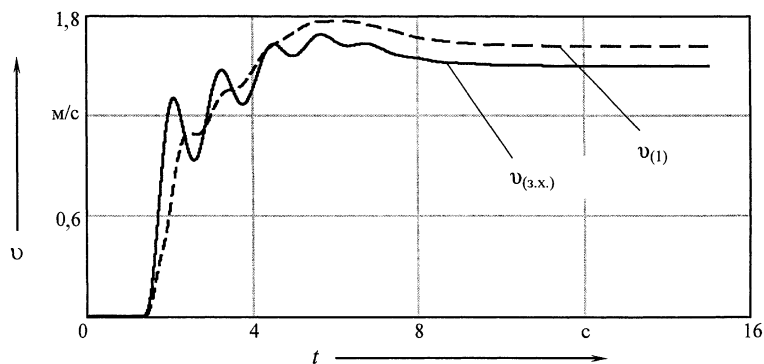


Рис. 5. Изменений скоростей автомобиля БелАЗ-7516 при трогании автомобиля с места

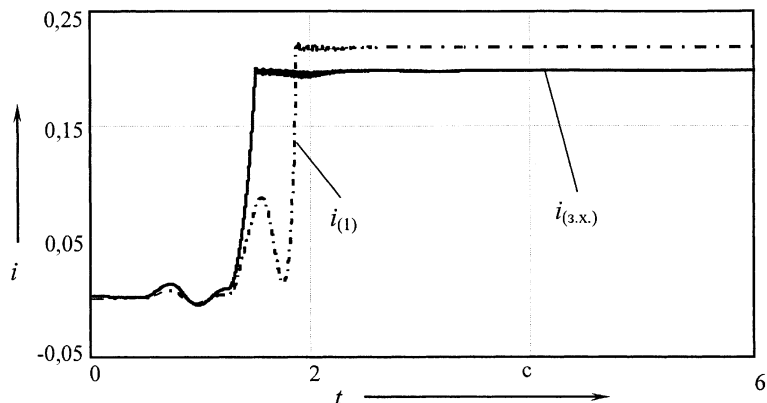


Рис. 6. Изменение передаточных отношений планетарной коробки передач при трогании с места автомобиля БелАЗ-7516

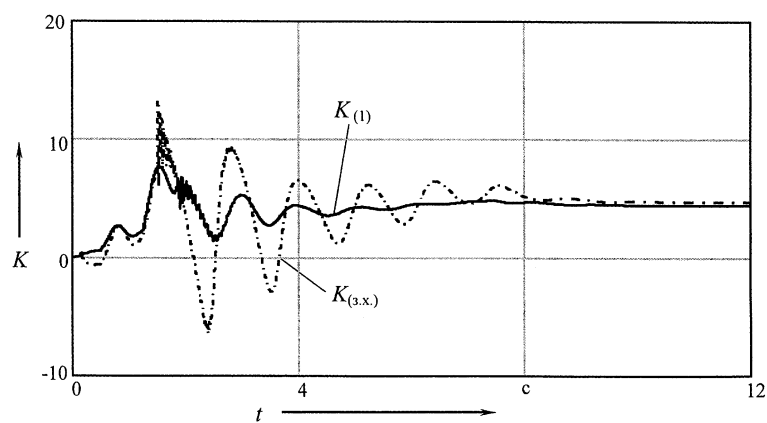
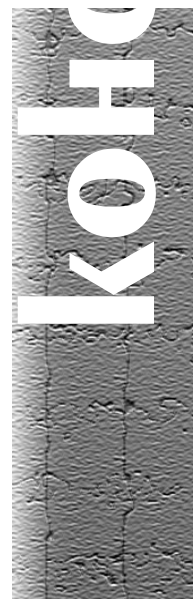


Рис. 7. Изменение коэффициента трансформации планетарной коробки передач при трогании с места автомобиля БелАЗ-7516

циент трансформации ПКП. Графики изменения передаточного отношения и коэффициента трансформации ПКП при переходном процессе в процессе трогания автомобиля с места приведены на рис. 6, 7, а оценочные показатели трансформации параметров потока мощности — в табл. 4.

Рассмотрим полученные результаты.



Циркуляция мощности не влияет на трансформацию фазовых переменных типа потока (на трансформацию угловой скорости), потому что передаточное отношение ПКП на передаче заднего хода изменяется точно так же, как и на первой передаче переднего хода. Более того, кривые имеют совершенно аналогичный вид. Колебательный характер изменения передаточного отношения при включении первой передачи переднего хода обусловлен изменением скорости нарастания давления в гидроцилиндре включаемого фрикционного тормоза. Но на трансформацию вращающих моментов циркуляция влияет, причем довольно сильно (рис. 7): при наличии циркуляции мощности амплитуда переходной характеристики коэффициента трансформации на 50 % больше (рис. 7 и табл. 4), а время  $t_{(к)}$  — на 6,7 %. Максимальное значение амплитуды коэффициента трансформации при наличии циркуляции мощности в 1,7 раза больше чем на первой передаче переднего хода (где циркуляция мощности отсутствует).

Циркуляция мощности отрицательно сказывается и на КПД ПКП. КПД на установившемся режиме меньше на 4,1 %, поскольку мощность, подводимая к выходному валу ПКП, разделяется на два потока, один из которых идет к ведущим колесам автомобиля, а второй возвращается в коробку передач, т. е. образует замкнутый контур циркуляции, повышая мощность на элементах планетарных рядов и снижая мощность, подводимую к ведущим колесам автомобиля.

### Заключение

Разработана методика проведения численного анализа циркуляции мощности в ПКП с учетом динамических процессов, позволившая провести исследования ПКП автомобиля БелАЗ-7516 и установить следующее:

циркуляция мощности не влияет на трансформацию угловых скоростей ПКП; снижает КПД ПКП на установившемся режиме на 4,1 %; увеличивает колебательный характер переходной характеристики коэффициента трансформации ПКП на 50 %, а время переходного процесса на 6,7 % с увеличением максимального значения амплитуды в 1,7 раза;

ухудшает плавность и динамичность движения автомобиля, увеличивая колебательность ускорения автомобиля на 40 %, и снижает время переходного процесса на 5,8 %, а интегральный показатель на 8,02 %, причем количество изменений знака переходной характеристики ускорения увеличилось в 2,5 раза;

увеличивает динамическую нагруженность элементов ПКП, входящих в контур циркуляции, при этом на некоторых водилах ПКП динамические нагрузки превышают момент на выходе ПКП более чем в 1,9 раза.

Установлено, что значения максимальных амплитуд мощностей элементов ПКП, входящих в контур циркуляции, превышают более чем в 1,8 раза максимальную амплитуду мощности на входе ПКП.

Предлагаемая методика численного анализа циркуляции мощности с учетом динамических процессов может быть использована при исследовании замкнутых контуров силовых трансмиссий многоосных автомобилей.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов [Текст] / В. П. Тарасик. — Минск: ДизайнПРО, 2004. — 640 с.
2. **Тракторы.** Проектирование, конструирование и расчет: учебник для вузов [Текст] / И. П. Ксенович [и др.]; под ред. И. П. Ксеновича. — М: Машиностроение, 1991. — 544 с.
3. **Тарасик, В. П.** Прикладное программное обеспечение для моделирования объектов макроуровня [Текст] / В. П. Тарасик, И. А. Евсеенко // Автоматизация и современные технологии. — 2007. — № 4. — С. 11—18.

### Темпы мая

31 мая все производственные подразделения единой технологической цепочки "КАМАЗа", включая главные сборочные конвейеры автомобилей и двигателей, завершили выполнение плана на май 2010 года.

Автомобильный завод выпустил в этом месяце 2932 машкомплекта, в том числе 2655 грузовых автомобилей и 277 сборочных и ремонтных комплектов. Всего за пять месяцев изготовлено уже 12,4 тыс. машкомплектов.

"КАМАЗ-Дизель" изготовил 3831 двигатель и силовой агрегат. Выпуск основной продукции завода с начала года составил более 15,3 тыс. единиц.

Перевыполнен в мае план выпуска и отгрузки запасных частей, заметно увеличенный по сравнению с предыдущими месяцами года. С начала года потребители "КАМАЗа" получают этого вида продукции более чем на 3,6 млрд руб.

*(По материалам ОАО "КАМАЗ")*