



# МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ КОМПОНЕНТЫ

УДК 620.004.5

**С.Н. ПОДДУБКО**, канд. техн. наук, доцент  
генеральный директор<sup>1</sup>  
E-mail: p-s-n@tut.by

**Н.Н. ИШИН**, канд. техн. наук, доцент  
заместитель директора НТЦ «Карьерная техника»<sup>1</sup>  
E-mail: nik\_ishin@mail.ru

**А.М. ГОМАН**, канд. техн. наук, доцент  
начальник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин<sup>1</sup>  
E-mail: ark.goman@gmail.com

**А.С. СКОРОХОДОВ**, канд. техн. наук  
ведущий научный сотрудник<sup>1</sup>  
E-mail: skanst@yandex.ru

<sup>1</sup>ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси», г. Минск, Республика Беларусь

Статья поступила 19.02.2015.

## ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ С ДВОЙНЫМ СЦЕПЛЕНИЕМ В АВТОБУСАХ ГОРОДСКОГО ТИПА

*В работе рассмотрена эффективность использования коробки передач с двойным сцеплением для автобусов городского типа по тягово-динамическим характеристикам и топливной экономичности.*

**Ключевые слова:** автобус городского типа, коробка передач, двойное сцепление, разгон, тягово-динамическая характеристика, топливная экономичность

**Введение.** В настоящее время в автостроении расширяется применение коробок передач с двойным сцеплением, называемых еще преселективными или преселекторными роботизированными коробками, которые, занимая промежуточное место между механической и автоматической коробками передач, объединяют их достоинства [1–4].

В традиционной механической коробке передач при переключении скоростей сцепление служит для разрыва связи двигателя с трансмиссией. Разгон мобильного средства прекращается, так как прекращается передача вращательного момента, двигатель работает на холостом ходу до следующего включения сцепления.

Принцип работы коробки передач с двойным сцеплением изображен на схеме (рисунок 1 а).

В этой коробке, в отличие от механической, используются два сцепления. Электроника и гидрав-

лика управляют сцеплениями, как и в обычной автоматической коробке. Но в трансмиссии с двойным сцеплением сцепления работают независимо друг от друга. Одно сцепление отвечает за работу нечетных передач, второе — за работу четных передач. Такое устройство обеспечивает переключение передач без прерывания потока мощности от двигателя к трансмиссии.

Двойной трансмиссионный вал является основным компонентом коробки передач с двойным сцеплением. В отличие от традиционной механической коробки, в которой все ведущие шестерни расположены на одном входном валу, в коробке с двойным сцеплением ведущие шестерни четных и нечетных передач расположены на двух входных валах, причем один из них является внешним, и в нем есть отверстие, в котором установлен другой — внутренний вал (см. рисунок 1 б).

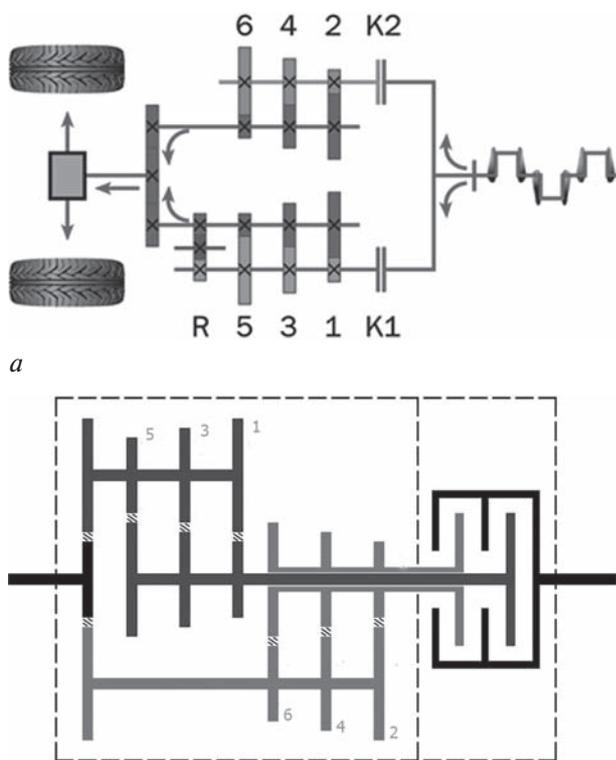


Рисунок 1 — Кинематическая схема коробки передач с двойным сцеплением: а — принцип работы; б — расположение валов

Таким образом, коробки передач с двойным сцеплением имеют высокую эффективность передачи мощности, при этом смена скоростей получается весьма быстрой. Переход на повышенную передачу занимает до 8 м/с [5]. Повышается эффективность использования топлива до 10 %. Кроме того, коробку с двумя сцеплениями отличает простота и относительно малый вес, особенно по сравнению с гидромеханической трансмиссией. Одним из преимуществ коробок с двойным сцеплением также является то, что они по-

зволяют водителю выбирать между ручным переключением передач и автоматическим.

В работе рассмотрена эффективность использования коробки передач с двойным сцеплением для автобусов городского типа по тягово-динамическим характеристикам и топливной экономичности.

В настоящее время в СНГ практически нет наработок в области эксплуатации транспортных средств, использующих коробки передач с двойным сцеплением. В то же время мировые лидеры по производству автомобилей уделяют большое внимание созданию и оснащению выпускаемой ими техники такими коробками. Поэтому развитие научных основ, а также эффективных методических и инструментальных средств создания коробок передач с двойным сцеплением является актуальной задачей машиностроителей.

**Тягово-динамический расчет автобуса городского типа.** Для оценки эффективности применения коробок передач проведем сравнительный тягово-динамический расчет автобусов городского типа МАЗ с традиционной коробкой и коробкой передач с двойным сцеплением.

Технические характеристики автобуса городского типа МАЗ:

Полная масса  $m_a = 18\,000$  кг.

Мощность двигателя  $N = 213$  кВт.

Передаточные числа коробки передач  $i_j$  ( $j = 1, \dots, 6$ ):  $i_1 = 6,72$ ;  $i_2 = 3,68$ ;  $i_3 = 2,15$ ;  $i_4 = 1,41$ ;  $i_5 = 1,0$ ;  $i_6 = 0,76$ .

Главная передача  $i_{гп} = 5,83$ .

Номинальная вместимость, чел.: 100.

Габаритные размеры, мм: 12 000/2550/3100.

Шины: 275/70R22.5.

Радиус колеса  $r_k = 0,478$  м.

Числовые значения функциональной зависимости крутящего момента и мощности двигателя от частоты вращения коленчатого вала  $n$  и его угловой скорости  $\omega_e$  представлены в таблице 1.

Таблица 1 — Числовые значения функциональной зависимости крутящего момента двигателя  $M$  от частоты вращения коленчатого вала  $n_e$  и его угловой скорости  $\omega_e$

$M$ , Нм	600	954,9	1124,9	1200	1200	1200	1120	1017	911,5
$n_e$ , мин <sup>-1</sup>	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
$\omega_e$ , 1/с	62,83	83,78	104,7	125,7	146,6	167,6	188,5	209,4	230,4
$N$ , кВт	37,7	80,0	117,8	150,8	175,9	201,1	211,1	213,0	210,0

Таблица 2 — Характеристики участков цикла движения автобуса между светофорами

№ участка на рисунке 2	Время начала и окончания участка, с	Скорость движения на участке, км/ч (м/с)	Ускорение, м/с <sup>2</sup>	Характер движения автобуса
1(АБ)	0— $t_1$	0—40 (11,11)	$j_1$	Разгон с ускорением
2(БВ)	$t_1$ — $t_2$	40 (11,11)	0	Движение с постоянной скоростью
3(ВГ)	$t_2$ — $t_3$	40 (11,11) — 0	$-j_2$	Торможение с замедлением
4(ГД)	$t_3$ — $t_4$	0	0	Стоянка

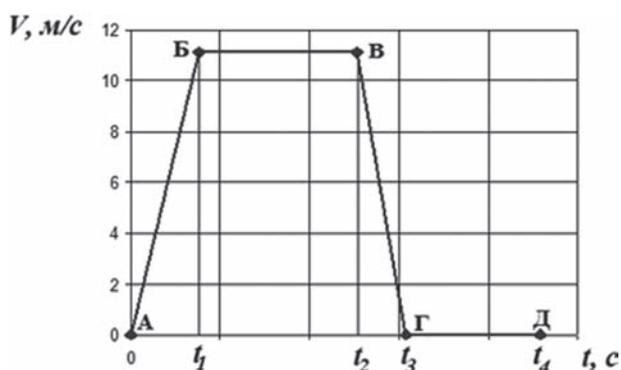


Рисунок 2 — Городской режим движения автобуса от светофора до светофора

Для сравнения тягово-динамических характеристик используется типовой режим движения городского автобуса от светофора до светофора (рисунок 2).

Цикл состоит из четырех линейных участков, различающихся скоростью, ускорением или замедлением. Применительно к типовым городским условиям принимаются характеристики участков цикла при движении между светофорами (таблица 2).

Произведем сравнительный анализ эффективности коробок передач на участке АБ (см. рисунок 2) разгона автобуса до 40 км/ч.

Сила тяги автобуса связана с крутящим моментом на валу двигателя зависимостью

$$F_{Tj} = \eta_T \frac{M \cdot i_j \cdot i_{тл}}{r_k}, \quad (1)$$

где  $F_{Tj}$  — сила тяги на  $j$ -ой передаче;  $i_j$ ;  $\eta_T$  — КПД трансмиссии.

Скорость движения автобуса  $V_j$  на  $j$ -ой передаче определяется по формуле

$$V_j = \frac{\omega_e \cdot r_k}{i_j \cdot i_{тл}}. \quad (2)$$

Расчетные значения  $F_{Tj}$ ,  $V_j$ , найденные по формулам (1), (2) по значениям  $i_j$ , где  $\omega_e$  и  $M$  бе-

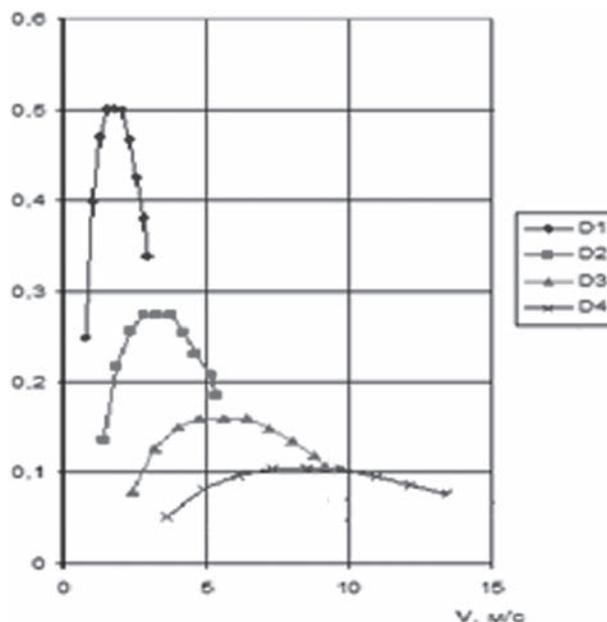


Рисунок 3 — Динамическая характеристика автобуса МАЗ: D1–D4 динамические факторы передач автобуса с полной нагрузкой

рутятся из таблицы 1, представлены в таблице 3. Скорость  $V = 40$  км/ч автобусом достигается на 4-ой передаче

$$D_j = \frac{F_{Tj} - F_B}{g m_a}, \quad (3)$$

где  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>; сила сопротивления воздуха —  $F_B = \kappa_B F_a V^2$ , Н;  $\kappa_B$  — коэффициент сопротивления воздуха, Нс<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $F_a$  — лобовая площадь транспортного средства, м<sup>2</sup>.

Результаты вычисления динамической характеристики автобуса по (3) представлены в таблице 4 и показаны на рисунке 3.

Ускорение автобуса  $a_j$  на каждой из передач рассчитывается по формуле

$$a_j = \frac{D_j - f}{\delta_{впрj}}. \quad (4)$$

Таблица 3 — Расчетные значения тяговых усилий и скорости движения автобуса на каждой из передач

Величины	Угловая скорость вала двигателя, $\omega_e$ , 1/с								
	62,83	83,78	104,7	125,7	146,6	167,6	188,5	209,4	230,4
$V_1$ , м/с	0,7671	1,022	1,278	1,534	1,789	2,045	2,300	2,555	2,811
$V_2$	1,401	1,868	2,335	2,803	3,269	3,737	4,204	4,670	5,138
$V_3$	2,398	3,200	4,000	4,802	5,600	6,402	7,200	8,000	8,803
$V_4$	3,656	4,876	6,095	7,316	8,532	9,754	10,97	12,19	13,41
$F_{T1}$ , Н	44230	70390	82930	88460	88460	88460	82565	74970	67237
$F_{T2}$	24220	38500	45410	48440	48440	48440	45210	41060	36820
$F_{T3}$	14150	22520	26530	28300	28300	28300	26420	23990	21511
$F_{T4}$	9280	14770	17400	18560	18560	18560	17320	15730	14108

Таблица 4 — Расчетные значения динамического фактора

Величины	Угловая скорость вала двигателя, $\omega_e$ , 1/с								
	62,83	83,78	104,7	125,7	146,6	167,6	188,5	209,4	230,4
$V_1$ , м\с	0,7671	1,022	1,278	1,534	1,789	2,045	2,300	2,555	2,811
$D_1$	0,25	0,399	0,47	0,501	0,501	0,501	0,468	0,425	0,381
$V_2$	1,401	1,868	2,335	2,803	3,269	3,737	4,204	4,670	5,138
$D_2$	0,137	0,218	0,257	0,274	0,274	0,274	0,256	0,232	0,209
$V_3$	2,398	3,200	4,000	4,802	5,600	6,402	7,200	8,000	8,803
$D_3$	0,08	0,127	0,15	0,16	0,16	0,16	0,149	0,135	0,12
$V_4$	3,656	4,876	6,095	7,316	8,532	9,754	10,97	12,19	13,41
$D_4$	0,052	0,083	0,098	0,104	0,104	0,104	0,096	0,086	0,082

Таблица 5 — Расчетные значения ускорений автобуса на каждой передаче

$V_1$	0,7671	1,022	1,278	1,534	1,789	2,045	2,3	2,555	2,811
$a_1$	0,954	1,57	1,86	2	2	2	1,85	1,67	1,49
$V_2$	1,4011	1,868	2,335	2,803	3,269	3,737	4,204	4,67	5,138
$a_2$	0,81	1,37	1,63	1,75	1,75	1,75	1,63	1,46	1,3
$V_3$	2,398	3,2	4	4,802	5,6	6,42	7,2	7,999	8,803
$a_3$	0,52	0,92	1,11	1,19	1,19	1,19	1,1	0,98	0,86
$V_4$	3,656	4,876	6,095	7,316	8,532	9,754	10,971	12,19	13,41
$a_4$	0,31	0,59	0,72	0,77	0,77	0,77	0,7	0,61	0,53

Коэффициент сопротивления качению рассчитывается по формуле [7]

$$f = f_0 \left( 1 + \frac{V^2}{1500} \right). \quad (5)$$

Для дороги с асфальтобетонным покрытием  $f_0 = 0,018$ .

Коэффициент учета вращающихся масс при движении автобуса на каждой из передач вычисляется по эмпирической зависимости [6]

$$\delta_{врj} = 1,03 + 0,03 \cdot i_j^2. \quad (6)$$

Результаты расчетов ускорений автобуса на каждой из передач по формулам (3–6) сведены в таблице 5. График ускорений автобуса МАЗ показан на рисунке 4.

Время и путь разгона автобуса с традиционной коробкой передач рассчитаны приближенным графо-аналитическим методом [6]. Время переключения передач принимается равным  $t_{п} = 1$  с. Результаты расчета представлены в таблице 6. Графики времени и пути разгона показаны на рисунке 5 а.

В коробках передач с двойным сцеплением переключение передач происходит практически мгновенно. Поэтому в расчетах уменьшением скорости при переключении передач можно пренебречь.

Ниже расчет графиков пути и времени разгона автобуса городского типа с коробкой передач с двойным сцеплением производится без учета потери времени на переключение передач. Результаты расчетов сведены в таблице 7. Графики пути и времени разгона автобуса МАЗ с двойным сцеплением показаны на рисунке 5 б.

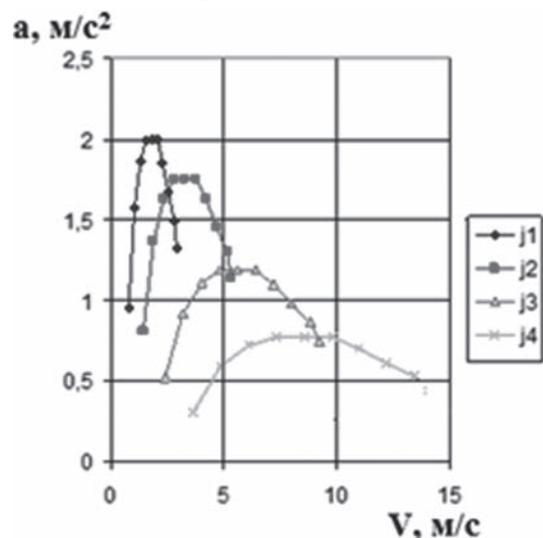


Рисунок 4 — График ускорений автобуса

Таблица 6 — Результаты расчета времени и пути разгона для традиционной коробки передач

$V_i$ , м/с	1,022	2,05	2,56	2,39	2,8	3,74	4,67	5,28
$T$ , с	0,2	0,72	1	2	2,24	2,78	3,35	3,8
$S$ , м	0,2	1	1,64	4,12	4,75	6,51	8,94	11,2
$V_i$ , м/с	5,11	5,6	7,2	8,8	9,13	8,96	9,75	12,2
$T$ , с	4,8	5,21	6,6	8,22	8,62	9,6	10,7	14,2
$S$ , м	16,4	18,6	26,7	39,82	43,4	52,5	62,1	100,9

Таблица 7 — Результаты расчета времени и пути разгона для коробки передач с двойным сцеплением

$V_i$ , м/с	1,02	1,79	2,3	2,803	3,269	3,737	4,204	5,138
$T$ , с	0,198	0,624	0,884	1,174	1,44	1,707	1,974	2,571
$S$ , м	0,177	0,770	1,303	2,044	2,852	3,787	4,847	7,643
$V_i$ , м/с	5,29	5,6	6,4	7,2	8,0	8,8	9,754	10,971
$T$ , с	2,693	2,951	3,618	4,314	5,083	5,953	7,25	9,025
$S$ , м	8,279	9,683	13,68	18,413	24,25	31,56	44,66	61,82

В таблице 8 приведены сравнительные данные разгона автобуса до 40 км/ч с традиционной коробкой передач и с коробкой с двойным сцеплением. Из таблицы 8 видно, что время разгона автобуса с двойным сцеплением до 40 км/ч уменьшается на 3,51 с, путь разбега — на 20,37 м.

**Оценка топливной экономичности автобуса при разгоне за счет использования коробки передач с двойным сцеплением.** Методы оценки расхода топлива основаны на предположении, что в каждый момент времени режимы движения автомобиля и работы двигателя определяются номером ступени в коробке передач, скоростью и ускорением движения, сопротивлением дороги [7]. В пределах малого участка пути  $\Delta S_i$  указанные характеристики считаются постоянными величинами. Расход топлива двигателем  $\Delta Q_i$  определяется по затрачиваемой им мощности  $N_{ji}$  ( $j$  — номер передачи) на участке пути  $\Delta S_i$  (м) или работы по формуле

$$\Delta Q_i = 2,8 \cdot 10^{-10} \frac{g_e \cdot N_{ji} \cdot \Delta S_i}{\rho \cdot \eta_T \cdot V_{ji}} = 2,8 \cdot 10^{-10} \frac{g_e \cdot F_{Tji} \cdot \Delta S_i}{\rho \cdot \eta_T}, \quad (7)$$

где  $g_e$  — удельный эффективный расход топлива, равный для дизелей;  $\rho$  — плотность дизельного топлива;  $F_{Tji}$  — сила тяги на  $k$ -ой передаче.

Расход топлива на всем участке разгона

$$Q_1 = \sum_{i=1}^n \Delta Q_i, \quad (8)$$

где  $n$  — число интервалов, на которые разделен участок разгона.

В соответствии с формулой (7) оценку эффективности применения двойного сцепления можно произвести, используя величину разности путей, проходимым автобусом на каждой из передач для сравниваемых коробок передач. В таблице 9 при-

водятся результаты расчета времени и пути разгона автобуса на каждой из передач и при переключении передач (ПП) для традиционной коробки и коробки с двойным сцеплением.

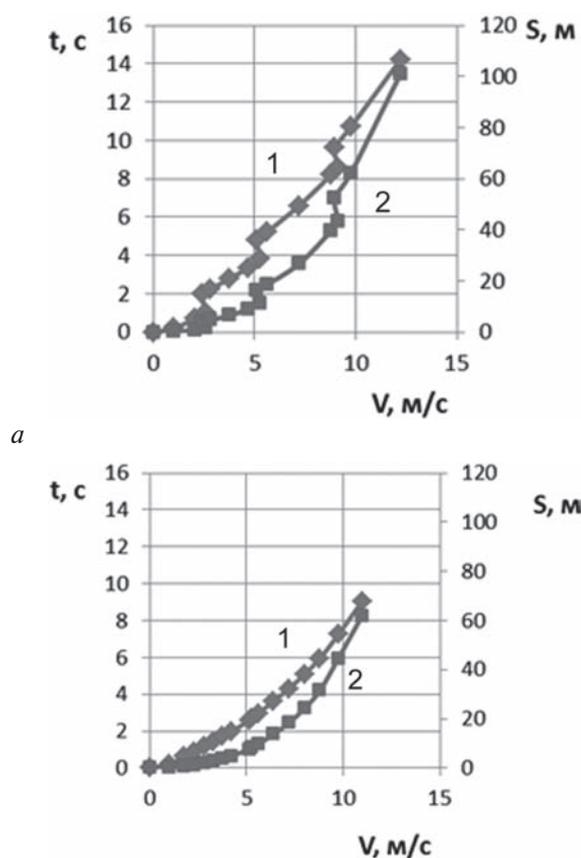


Рисунок 5 — Графики пути и времени разгона автобуса МАЗ: а — с традиционной коробки передач; б — с двойным сцеплением (1 — время разгона; 2 — путь разгона)

Таблица 8 — Сравнительные данные коробок автобуса при разгоне

Коробка передач	Время разгона $t$ , с	Путь разгона $S$ , м
Традиционная	12,51	81,83
С двойным сцеплением	9,0	61,46

В соответствии с данными таблицы 9 оценку экономии топлива при разгоне автобуса с двойным сцеплением на основании выражений (7), (8) произвести по формуле для значений  $g_e = 240$  г/(кВт·ч),  $\rho = 0,86$  кг/л,  $\eta_T = 0,9$ :

$$\Delta Q_1 = \sum_{i=1}^4 2,8 \cdot 10^{-10} \frac{g_e \cdot F_{Ti} \cdot (S_{Ti} - S_{двi})}{\rho \cdot \eta_T} = 0,0071. \quad (9)$$

Расчет параметров разгона автобуса при переключении передач производился на основе графиков ускорений, представленных на рисунке 4. При этом не учитываются переходные процессы, связанные с дополнительной подгазовкой двигателя после включения следующей передачи.

На рисунке 6 показаны фактические графики ускорений [8]. При трогании транспортного средства с места ускорение растет по участку кривой 0–1. Начиная с точки 1 двигатель работает по внешней скоростной характеристике и ускорение изменяется по кривой 1–2. При максимальной скорости на первой передаче выключается сцепление и автобус начинает двигаться замедленно с отрицательным ускорением  $a_{зам}$  (участок 3–4). После включения второй передачи ускорение плавно увеличивается (кривая 4–5). Этот процесс повторяется далее и при переходах на следующие передачи (участки 5–6, 6–7, 7–8, 8–9 и т. д.).

Поэтому к расчетам оценки экономии топлива по формуле (9) необходимо добавить расчет по расходу топлива при дополнительной подгазовке двигателя на участках 4–5, 8–9 и т. д. На этих участках работа сил тяги автобуса расходуется на сообщение дополнительной кинетической энергии из-за потери скорости при переключении  $j$ -ой передачи на величину

$$\Delta V_{пj} = V_{нj} - V_{кj}, \quad (10)$$

и преодоление сил сопротивления дороги.

В (10)  $V_{нj}$  — скорость автобуса в момент начала переключения передачи,  $V_{кj}$  — скорость автобуса в конце переключения передачи.

Таблица 9 — Результаты расчета времени и пути разгона автобуса на каждой из передач

Тип коробки	№ передачи	1	ПП 1-2	2	ПП 2-3	3	ПП 3-4	4
Традиционная	$V$ , м/с	0–2,56	2,56–2,39	2,39–5,28	5,28–5,11	5,11–9,13	9,13–8,96	8,96–11,11
	$t_c$ , с	1	1	1,8	1	3,82	1	2,89
	$S_p$ , м	1,64	2,48	7,07	5,2	27,04	9,13	29,27
С двойным сцеплением	$t_{дс}$ , с	1	—	1,7	—	3,67	—	2,63
	$S_{дс}$ , м	1,64	—	6,79	—	26,23	—	26,8

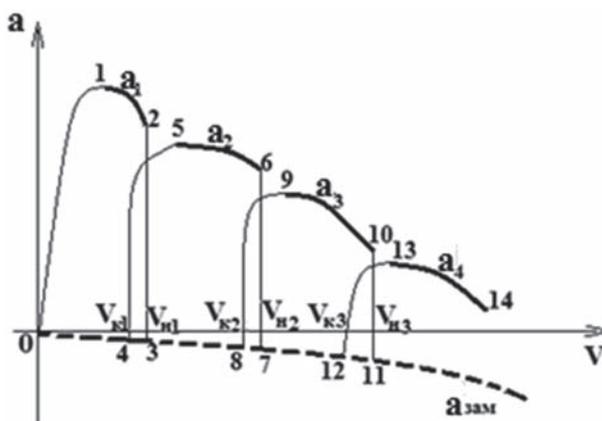


Рисунок 6 — Реальный график ускорений автобуса при разгоне

Работа сил тяги на участках подгазовки рассчитывается по формуле

$$A_{пj} = \sum_{j=1}^{j=3} \frac{\delta_{впj} m_a}{2} (V_{нj}^2 - V_{кj}^2) + f m_a g \Delta s_{нkj}, \quad (11)$$

где  $\Delta s_{нkj}$  — путь, проходимый автобусом при возрастании скорости от  $V_{кj}$  до  $V_{нj}$ .

Расчет, проведенный по формуле (11), дает величину работы, равную

$$A_{пj} = 69910 \text{ Нм.}$$

Экономия топлива в автобусе с двойным сцеплением за счет отсутствия подгазовки составит по (7)

$$\Delta Q_{пj} = 2,8 \cdot 10^{-10} \frac{g_e \cdot A_{пj}}{\rho \cdot \eta_T} = 0,0061. \quad (12)$$

Общая экономия топлива за счет применения в автобусе с двойным сцеплением на одном цикле движения от светофора к светофору составит по (9) и (12)

$$\Delta Q = Q_1 + Q_{пj} = 0,0132 \text{ л.}$$

На пути, равном 100 км, автобус будет разгоняться 175 раз. Тогда экономия топлива будет равна

$$Q = \Delta Q \cdot 175 = 2,31 \text{ л.}$$

При расходе топлива автобусом на 100 км пути, равном 26 л, экономия топлива составит  $(2,31 / 26) \cdot 100 \% = 8,9 \%$ .

**Заключение.** Из практики известно, что коробки передач с двойным сцеплением сочетают в себе достоинства механической и автоматической коробок, а также обладают рядом несомненных преимуществ по сравнению с традиционными коробками. В частности, значительно меньше время переключения передач, переключение передач

происходит практически без разрыва потока мощности и, как следствие, движение автомобиля с такой трансмиссией происходит почти без рывков — имеет место полная плавность хода.

В данной статье эффективность применения в трансмиссии коробки передач с двойным сцеплением показана на примере расчета тягово-динамических характеристик автобуса городского типа. По сравнению с традиционной коробкой передач, вследствие существенного сокращения длительности процесса переключения скоростей, время разгона автобуса до 40 км/час уменьшилось на 3,51 с, путь разгона — на 20,37 м. При расходе топлива автобусом на 100 км пути, равном 26 л, экономия топлива составит  $(2,31 / 26) \cdot 100 \% = 8,9 \%$ .

#### Список литературы

1. Красневский, Л.Г. Мехатронные системы управления — ключевой компонент внедрения преселекторных коробок

передач / Л.Г. Красневский // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол. А.А. Дюжев [и др.]. — Минск, 2012. — Вып. 1. — С. 108–114.

2. Айцетмюллер, Х. Инновационные бесступенчатые трансмиссии для спецтехники / Х. Айцетмюллер // Инновации в машиностроении: сб. науч. тр. Междунар. науч.-техн. конф. ОИМ НАН Беларуси, Минск, 30–31 окт. 2008 г. — Минск, 2008. — С. 27–36.
3. Новая двухрядная трансмиссия для автомобилей BMW // Автомобилестроение за рубежом. — 2010. — № 4. — С. 15–18.
4. Трансмиссия с двумя сцеплениями на грузовом автомобиле Mitsubishi Fuso // Автомобилестроение за рубежом. — 2009. — № 10. — С. 16.
5. Как работает коробка передач с двойным сцеплением [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.exist.by/Document/Articles/1911>. — Дата доступа: 14.01.2015.
6. Вахламов, В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства / В.К. Вахламов. — М.: Издат. центр «Академия», 2005. — 240 с.
7. Гришкевич, А.И. Автомобили: Теория / А.И. Гришкевич. — Минск: Выш. шк., 1986. — 208 с.
8. Артамонов, М.Д. Основы теории и конструкции автомобиля / М.Д. Артамонов, В.А. Иларионов, М.М. Морин. — М., Машиностроение, 1974. — 288 с.

PODDUBKO Sergei N., Cand. Techn. Sc., Associate Professor

General Director<sup>1</sup>

E-mail: p-s-n@tut.by

ISHIN Nikolay N., Cand. Techn. Sc., Associate Professor

Deputy director of the science and technical centre<sup>1</sup>

E-mail: nik\_ishin@mail.ru

GOMAN Arcady M., PhD., Cand. Techn. Sc., Associate Professor

Head of the department of dynamical analysis and vibration monitoring of vehicles<sup>1</sup>

E-mail: ark.goman@gmail.com

SKOROKHODOV Andrey S., Cand. Techn. Sc.

Leading researcher<sup>1</sup>

E-mail: skanst@yandex.ru

<sup>1</sup>Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received 19 February 2015.

## EFFICIENCY OF APPLICATION OF DIRECT SHIFT GEARBOXES IN BUSES OF CITY TYPE

*An example of the efficiency of direct shift gearboxes for buses of city type of traction-dynamic performance and fuel economy.*

**Keywords:** bus urban type, double coupling, direct shift gearbox, acceleration, traction and dynamic characteristics, fuel efficiency

#### References

1. Krasnevskij L.G. Mehatronnye sistemy upravlenija — ključevoj komponent vnedrenija preselektornyh korobok peredach [Mechatronic control system is a key component of implementing preselection gearboxes]. *Aktual'nye voprosy mashinovedenija* [Current issues in mechanical engineering], 2012, vol. 1, pp. 108–114.
2. Hajnc Ajcetmjuller. Innovacionnye besstupenchatye transmissii dlja spectehniki [Innovative variable transmission for machinery]. *Sb. nauch. tr. Mezhdunar. nauch. — tehn. konf. «Innovacii v mashinostroenii»* [Proc. Int. Symp. «Innovation in engineering»], 2008, pp. 27–36.
3. Novaja dvuhriadnaja transmissija dlja avtomobilej BMW [New double-row transmission for BMW cars]. *Avtomobilestroenie za rubezhom* [The automotive industry abroad], 2009, no. 4, pp. 15–18.

4. Transmissija s dvumja scepljenijami na грузовом автомобиле Mitsubishi Fuso [The dual clutch transmission on Mitsubishi Fuso truck]. *Avtomobilestroenie za rubezhom* [The automotive industry abroad], 2009, no. 10, pp. 16.
5. *Kak rabotaet korobka peredach s dvojnym scepleniem* (Work of the transmission with double clutch) Available at: <http://www.exist.by/Document/Articles/1911> (accessed 14 January 2015).
6. Vahlamov V.K. *Avtomobili: Jekspluatacionnye svojstva* [Cars: Performance properties]. Moscow, Akademiya, 2005. 240 p.
7. Grishkevich A.I. *Avtomobili: Teorija* [Cars: Theory]. Minsk, High school, 1986. 208 p.
8. Artamonov M.D., Ilarionov V.A., Morin M.M. *Osnovy teorii i konstrukcii avtomobilja* [Fundamentals of the theory and the design of the car]. Moscow, Mashinostroenie, 1974. 288 p.