

## ВЛИЯНИЕ РЯДА ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ НА РАЗГОН АВТОПОЕЗДА

Халиков Р.Т.<sup>1</sup>, Шукуров Н.Р.<sup>2</sup>, Шамонов Б.Ш.<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Халиков Рахматулла Тангрикулович – кандидат технических наук,  
доцент;

<sup>2</sup>Шукуров Нуритдин Рахимович – кандидат технических наук, доцент;

<sup>3</sup>Шамонов Бекзод Шакиржанович – доцент,  
кафедра технического обеспечения,  
Академия Вооруженных Сил Республики Узбекистан,  
г. Ташкент, Республика Узбекистан

**Аннотация:** известно, что передаточные числа коробки передач автомобиля существенно влияют на её скоростные свойства и топливную экономичность.

В статье рассмотрен вопрос определения числа ступеней и значения передаточных чисел коробок передач, обеспечивающих хорошие тяговые свойства и топливную экономичность автопоезда. Выбор передаточных чисел осуществлен по известным числовым рядам: арифметический, геометрический, динамический, гармонический. Тяговые свойства и топливная экономичность автопоезда при различных числовых рядах определены расчетным путем и проведен их сравнительный анализ.

**Ключевые слова:** передаточные числа коробки передач, число ступеней, автопоезд, числовые ряды: арифметический, геометрический, динамический, гармонический, тяговые свойства, топливная экономичность.

УДК 629.017

Доказано, что передаточные числа коробки передач существенно влияют на скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля [1-4]. Задача отыскания ряда передаточных чисел, обеспечивающего минимальное время разгона для двух-, трех- и четырёхступенчатых коробок передач при моменте сопротивления дороги  $M_c = \text{const}$ , была решена аналитически Н.К. Куликовым [1]. Найденный ряд передаточных чисел был назван динамическим:

$$u_1 = p, u_2 = \frac{p}{2}; u_3 = \frac{p}{3}, \dots, u_{p-1} = \frac{p}{p-1}, u_p = 1, \quad (1)$$

где  $p$  - число передач;

$u$  - передаточные числа.

В работе [2] аналогичная задача была решена для пятиступенчатой коробки передач с заданными значениями  $u_1$  и  $u_5$ . Расчеты выполнены для различных рядов передаточных чисел применительно к автопоезду с  $G_a =$

27520 кг,  $N_{e \max} = 132$  кВт,  $v_{a \max} = 90$  км/ч. Для конкретного типа дорог можно осуществить подбор передаточных чисел методом статистической оптимизации.

Однако для грузовых автомобилей и автопоездов целесообразно на первом этапе выбор передаточных чисел коробки передач осуществлять на основе числовых рядов.

Для анализа приняты передаточные числа по известным [1 и 3] числовым рядам:

- 1) арифметический ряд (прогрессия)

$$u_1 - u_2 = u_2 - u_3 = \dots = \alpha; \quad (2)$$

- 2) геометрический ряд (прогрессия)

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{u_2}{u_3} = \frac{u_3}{u_4} = \dots = q; \quad (3)$$

- 3) гармонический ряд

$$\frac{1}{u_2} - \frac{1}{u_1} = \frac{1}{u_3} - \frac{1}{u_2} = m; \quad (4)$$

- 4) динамический ряд

$$u_1 = 2 u_2 = 3 u_3 = p; \quad (5)$$

Приняв передаточное число высшей передачи  $u_B = 1$ , получим силовой диапазон коробки передач  $D_{к.п.} = u_1 / u_B = u_1$ , а также

$$a = \frac{u_1 - 1}{p - 1}, \quad q = p - 1 \sqrt{u_1}, \quad m = \frac{1 - 1/u_1}{p - 1}, \quad (6)$$

Из уравнений (5) и (6) при  $u_1 = p$  получим  $m = 1/p$ . Следовательно, динамический ряд является частным случаем гармонического ряда при  $m = 1/p$  ( $p$  — целое число, соответствующее числу передач).

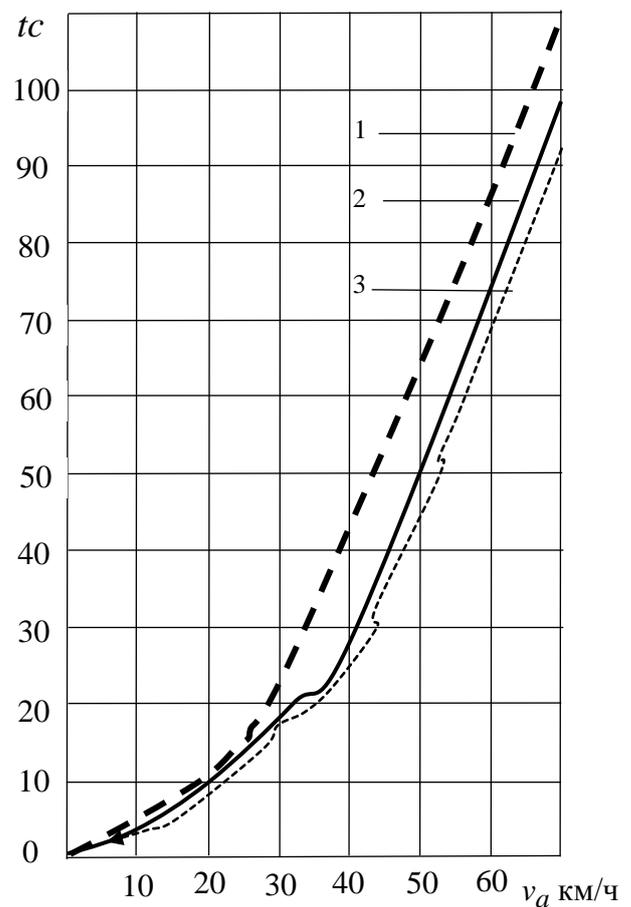
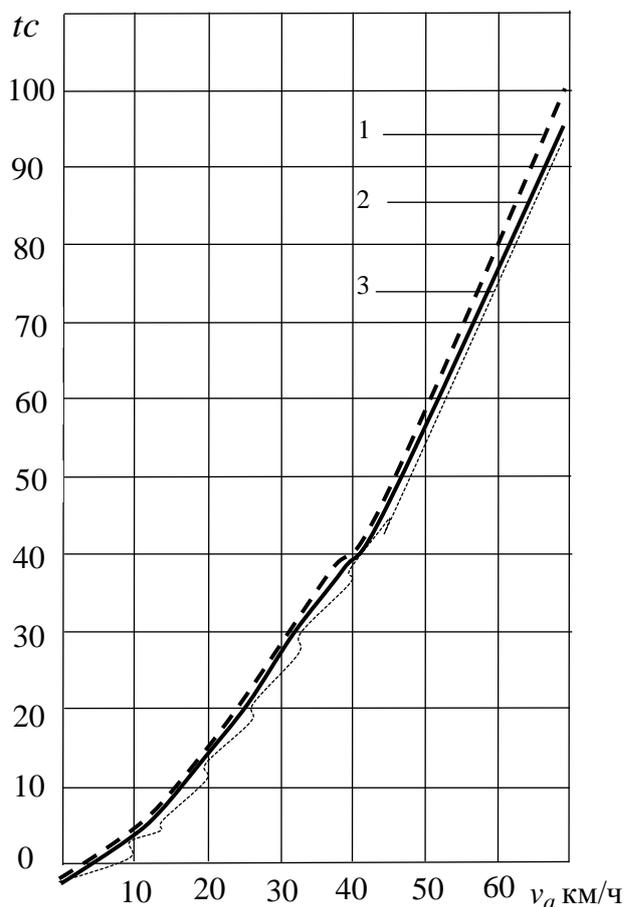


Рис. 1. Разгон при пяти передачах: 1 – арифметический ряд; 2 – геометрический

Рис. 2. Разгон при девяти передачах (обозначения те же, что на рис. 1)

Если передачи переключать при одном и том же режиме работы двигателя, например, при максимальной мощности двигателя  $N_{e \max}$ , тогда для всех рядов передаточных чисел линия  $u_n v_{a \max} = \text{const}$  будет гиперболой и уравнение (4) можно представить в виде  $v_{2\max} - v_{1\max} = v_{3\max} - v_{2\max} = \Delta v_a = \text{const}$ .

Таким образом, гармонический ряд соответствует равномерной разбивке шкалы скоростей ( $\Delta v_a = \text{const}$ ), арифметический – шкалы передаточных чисел ( $\Delta u_n = \text{const}$ ), а геометрический — шкалы угловых скоростей коленчатого вала двигателя ( $\Delta \omega_e = \text{const}$ ), а следовательно, и ( $\Delta N_e = \text{const}$ ).

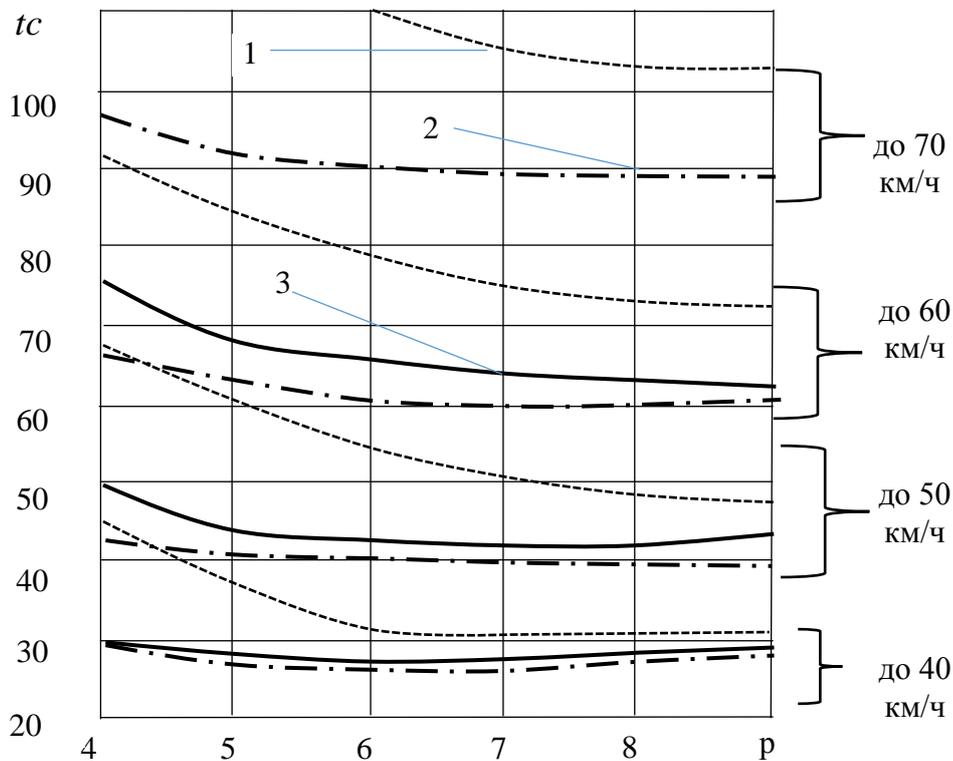


Рис. 3. Зависимость времени разгона от числа передач (обозначения те же, что на рис. 1)

Результаты расчета, приведенные на рис. 1-3, получены для следующих данных:  $M_N = 945 \text{ Нм}$ ,  $\omega_N = 230 \text{ с}^{-1}$ ,  $\eta_{\text{тр}} = 0,83$  с учетом привода вспомогательного оборудования,  $r_k = 0,518 \text{ м}$ ,  $u_{r.n} = 5,88$ ,  $G_a = 38 \text{ т}$ ,  $f_0 = 0,01$  и  $f_1 = 0,67 \cdot 10^{-5}$ ,  $K_B F = 4 \text{ Н.м}^{-2} \cdot \text{с}^2$ ,  $j^1 = 5 \text{ Н.м.с}^2$ .

Для учета времени переключения  $t_{\text{пер}}$  в уравнениях для  $n$  передачи было задано  $u_n = 0$  при  $0 \leq t \leq t_{\text{пер}}$  от  $v_{a \text{ max}}$  и определялось  $v_{a, \text{ нач } (n+1)}$  для  $t = t_{\text{пер}}$ . Далее осуществлялся переход к расчету для  $n+1$  передачи. На рис.1-3 приведены результаты расчетов с  $t_{\text{пер}} = 1$  с.

Изменение  $t_{\text{пер}}$  мало влияет на функции  $t = f(v_a)$  для каждой включенной передачи и приводит обычно к смещению участков этой функции для каждой передачи при  $t_{\text{пер}} < 3$  с. С ростом  $t_{\text{пер}}$  увеличивается разница во времени разгона при средних и особенно при малых скоростях движения автомобиля, что наиболее заметно при большом числе передач, например, при девяти для  $t_{\text{пер}} = 1$  с (рис. 2). Увеличение  $t_{\text{пер}}$ , кроме того, приводит к нецелесообразности использования низших передач для разгона, так как время переключения становится больше времени разгона на предыдущей передаче. Со снижением времени переключения до  $t_{\text{пер}} = 0$  уменьшается разница во времени разгона, особенно при малых скоростях движения автомобиля, когда более плотный ряд (арифметический) может дать меньшее время разгона. Однако при достаточно большом числе передач (в данном примере пять и более) эта разница невелика и перекрывается на больших скоростях значительным преимуществом более плотных в этой зоне рядов.

Из уравнения для  $\delta_n$  и принятых в расчетах значениях параметров получим  $\delta_n = 1,04 + 0,0166u_n^2$ . Малые значения коэффициента при  $u_n^2$ , вообще характерные для автопоездов, определяют целесообразность использования для разгонов передач с передаточными числами до 8 - 10, если пренебрегать временем переключения, т. е. если  $t_{\text{пер}} < \frac{1}{2} t_{\text{рп}}$ .

Для одиночных автомобилей (и автопоездов без груза) это значение обычно ограничивается 4-5. Используя зависимости

$$u_1 = \frac{\Psi_{\text{max}} G_a r_k}{M_{\text{max}} u_{r,n} \eta_{\text{тр}}} \text{ и } u_{r,n} = \frac{\omega_N r_k}{u_B v_{a \text{ max}}};$$

получим выражение для силового диапазона

$$D_{k,n} = \frac{u_1}{u_B} = \frac{\Psi_{\text{max}} v_{a \text{ max}}}{R_d \eta_{\text{тр}} N_{\text{уд}}}; \quad (13)$$

Для приводимого примера расчета  $v_{a \text{ max}} = 25$  м/с (90 км/ч),  $\eta_{\text{тр}} = 0,83$ , коэффициент приспособляемости двигателя  $R_d = \frac{M_{e \text{ max}}}{M_N} = 1,1$ , удельная мощность  $N_{\text{уд}} = \frac{N_{e \text{ max}}}{G_a} = 5,7$  кВт/т,  $\Psi_{\text{max}} = f_{o+a \text{ max}} = 0,19$  (максимальный преодолеваемый подъем для автопоездов  $\alpha_{\text{max}} = 0,18$  по ГОСТ 21398-95). Тогда  $D_{k,n} = 9$ , что характерно для автопоездов.

Принимая  $u_1 = 6$  и  $u_B = 1$ , рассмотрим влияние выбираемого ряда и числа передач на разгон автопоезда. Значения передаточных чисел для пятиступенчатой коробки передач приведены в таблице. Изменив передаточные числа двух низших передач, можно увеличить силовой диапазон до требуемых значений, но это приводит к некоторому ухудшению разгонных свойств.

Таблица 1. Влияние выбираемого ряда и числа передач на разгон автопоезда

Ряд	Передача					$\frac{u_n}{u_{n+1}}$
	1	2	3	4	5	
Арифметический $a = 1,25$	6	4,75	3,5	2,25	1	$\frac{a}{u_{n+1} + 1}$
Геометрический $q = 1,56$	6	3,84	2,45	1,56	1	$q$
Гармонический $m = 0,21$	5	2,66	1,72	1,265	1	$\frac{mu_n}{+ 1}$
Динамический $p = 5$	$\frac{6}{(5)}$	2,5	1,65	1,25	1	$\frac{n + 1}{n}$

Из рис. 1 (разгон с пятью передачами) следует, что в начале разгона приблизительно до скорости 32 км/ч интенсивность разгона при всех трех рядах передаточных чисел почти одинаковая, причем разница уменьшается из-за потерь времени при переключениях передач.

Начиная со скорости движения автомобиля 32 км/ч очевидна значительная разница в интенсивности разгона - он происходит тем медленнее, чем раньше включается последняя высшая передача. Вследствие этого арифметический ряд с  $u_4 / u_5 = 2,25$  хуже, чем геометрический ряд с  $u_4 / u_5 = 1,265$ . Геометрический ряд хуже гармонического приблизительно со скорости движения автомобиля 47 км/ч. Время разгона до 60 км/ч (показатель скоростных свойств для автопоезда по ГОСТ 22576—77) при гармоническом ряде составляет 61 с, при геометрическом ряде - на 12% больше, при арифметическом - на 39% больше. Увеличение числа передач (рис. 2) приводит к уменьшению этой разницы.

Из рис. 1-3 следует:

1. Гармонический ряд во время разгонов до любых значений скоростей, больших 30 км/ч, при любом числе передач от 5 до 9 обеспечивает наименьшее время разгона.

2. Гармонический ряд при пяти передачах обеспечивает меньшее время разгона до скоростей больших 30 км/ч, чем геометрический и арифметический ряды при значительно большем числе передач (до 9 - 10). Хотя для гармонического ряда заметен минимум по времени разгона при семи передачах (рис.3), но практически (разница не более 3%) Те же результаты обеспечиваются при пяти передачах.

3. Геометрический ряд при 9-10 передачах ( $q = 1,25/1,3$ ), что аналогично коробке передач с делителем, обеспечивает на 3- 4% большее время разгона до 60-70 км/ч по сравнению с пятью передачами гармонического ряда и на 6-8% меньшее время разгона при уменьшении числа передач до 5 ( $q = 1,56$ ).

4. Применение плотного ряда передаточных чисел для низших передач нецелесообразно, так как разгон существенно ухудшается из-за увеличения затрат времени на переключения передач (рис. 2, арифметический ряд).

Средняя скорость автопоезда при равномерном движении по равнинной дороге заметно увеличивается [5] с применением соотношения высших передач 1,25-1,3 вместо 1,5-1,6, особенно при использовании дизеля с невысоким коэффициентом приспособляемости и при малых подъемах порядка  $\alpha = 0,01$ .

Таким образом, приблизительно одинаковые (при некотором преимуществе гармонического ряда) разгонные свойства, топливную экономичность и средние скорости движения автопоезда можно обеспечить при геометрическом ряде с пятиступенчатой коробкой передач и с делителем, а также при гармоническом ряде только с пятиступенчатой коробкой передач.

#### *Список литературы / References*

1. Куликов Я.К. Динамический ряд передаточных чисел коробки передач. М.: Автомобильная промышленность, 1958. № 12. С. 19-22.
2. Громов Д.И., Гелелес Л.Х. Расчет ряда передаточных чисел трансмиссии по условию минимума времени разгона автомобиля. М.: Автомобильная промышленность, 1969. № 11. С. 20—21.
3. Пути улучшения скоростных свойств и топливной экономичности автопоездов / Токарев А.А. и др. М.: НИИНавтопром, 1975. 70 с.
4. Нарбут А.П., Халиков Р.Т. Влияние характеристики двигателя и передаточных чисел коробки передач на среднюю скорость движения автопоезда. Экспресс-информация. НИИНавтопром, 1980. № 6. 4 с.