

## Интегрирование дифференциального уравнения движения лесовозного автопоезда на основе аналитического выражения одной огибающей динамическую характеристику кривой

Д.Е. Болтнев<sup>a</sup>, В.В. Денисенко<sup>b</sup>, А.В. Скрыпников<sup>c</sup>, А.Н. Брюховецкий<sup>d</sup>, А.А. Берестовой<sup>e</sup>

Воронежский государственный университет инженерных технологий, пр. Революции, 19, Воронеж, Россия

<sup>a</sup> boltnevDE@mail.ru, <sup>b</sup> v.denisenko1@yandex.ru, <sup>c</sup> skrypnikovvsafe@mail.ru,

<sup>d</sup> bruhoveckiy@rambler.ru, <sup>e</sup> berestovoy\_1991@mail.ru

<sup>a</sup> <https://orcid.org/0000-0002-9557-7894>, <sup>b</sup> <https://orcid.org/0000-0002-8428-4826>,

<sup>c</sup> <https://orcid.org/0000-0003-1073-9151>, <sup>d</sup> <https://orcid.org/0000-0002-3141-1520>,

<sup>e</sup> <https://orcid.org/0000-0003-2255-9414>

Статья поступила 24.06.2021, принята 03.09.2021

*Рассмотрены преимущества и недостатки различных методов решения дифференциальных уравнений движения лесовозных автопоездов, определены ошибки, которые имеют место при выборе аналитического выражения динамической характеристики. Проведено интегрирование аналитическим методом дифференциального уравнения движения, полученного на основе зависимостей параметров движения автомобиля, т. е. зависимостей изменения скорости, пройденного пути и продолжительности движения на уклонах, от величин этих уклонов. Исследованы возможности замены кривых динамических характеристик автомобилей на отдельных участках прямыми линиями, а также отдельных волн динамической характеристики одной огибающей кривой. На основе анализа различных методов интегрирования дифференциального уравнения движения автомобиля установлено, что дифференциальное уравнение движения, построенное согласно выбранному аналитическому выражению динамической характеристики автомобиля, позволяет успешно решать целый ряд важнейших тяговых задач, связанных с движением автомобиля в общем и лесовозного автопоезда в частности: определять максимальную скорость при данном сопротивлении дороги; определять максимальное сопротивление, преодолеваемое автомобилем на данной передаче; получать время и путь разгона данного автомобиля. Проведенные исследования не преследуют цели отказа от более точных выражений, предложенных теорией автомобиля, и направлены на получение более простых и удобных выражений для решения поставленных задач при проектировании продольного профиля лесовозной автомобильной дороги. Полученные методики расчета, с учетом установленных экспериментально режимов движения на характерных уклонах, с достаточной степенью точности могут быть применены к расчетам скоростей движения по отдельным участкам лесовозных автомобильных дорог.*

**Ключевые слова:** дифференциальное уравнение движения; динамические характеристики; лесовозный автопоезд.

## Integration of the differential equation of timber transport road trains based on analytical expression of one envelope dynamic characteristic curve

D.E. Boltnev<sup>a</sup>, V.V. Denisenko<sup>b</sup>, A.V. Skrypnikov<sup>c</sup>, A.N. Bryuhovetskiy<sup>d</sup>, A.A. Berestovoy<sup>e</sup>

Voronezh State University of Engineering Technologies; 19, Revolyutsii Ave., Voronezh, Russia

<sup>a</sup> boltnevDE@mail.ru, <sup>b</sup> v.denisenko1@yandex.ru, <sup>c</sup> skrypnikovvsafe@mail.ru,

<sup>d</sup> bruhoveckiy@rambler.ru, <sup>e</sup> berestovoy\_1991@mail.ru

<sup>a</sup> <https://orcid.org/0000-0002-9557-7894>, <sup>b</sup> <https://orcid.org/0000-0002-8428-4826>,

<sup>c</sup> <https://orcid.org/0000-0003-1073-9151>, <sup>d</sup> <https://orcid.org/0000-0002-3141-1520>,

<sup>e</sup> <https://orcid.org/0000-0003-2255-9414>

Received 24.06.2021, accepted 03.09.2021

*The advantages and disadvantages of various methods for solving the differential equations of the movement of timber truck trains are considered, the errors that occur when choosing an analytical expression for the dynamic characteristic are determined. The integration of the differential equation of motion by the analytical method, obtained on the basis of the dependences of the parameters of the car's movement, that is, the dependences of the change in speed, distance traveled and the duration of movement on slopes, on the values of these slopes, has been carried out. The possibilities of replacing the curves of the dynamic characteristics of cars in separate sections with straight lines, as well as individual waves of the dynamic characteristics of one envelope curve are investigated. Based on*

the analysis of various methods of integrating the differential equation of the car's motion, it has been found that the differential equation of motion, constructed according to the selected analytical expression of the dynamic characteristics of the car, allows successfully solving a number of important traction problems associated with the movement of the car in general and the timber road train in particular: to determine the maximum speed for a given road resistance; to determine the maximum resistance overcome by a car in a given gear; to get the time and acceleration path of this car. The research carried out does not pursue the goal of rejecting more precise expressions proposed by the theory of the automobile, and are aimed at obtaining simpler and more convenient expressions for solving the problems posed when designing the longitudinal profile of a timber road. The obtained calculation methods, taking into account the experimentally established modes of movement on characteristic slopes, can be applied with a sufficient degree of accuracy to the calculation of the speeds of movement on individual sections of timber highways.

**Keywords:** differential equation of motion; dynamic characteristics; timber road train.

**Введение.** При проектировании продольного профиля лесовозной автомобильной дороги необходимо знать зависимости параметров движения автомобиля от величин уклонов, т. е. зависимости изменения скорости, пройденного пути и продолжительности движения на уклонах [1–4]. Такие зависимости обычно получают в результате интегрирования дифференциальных уравнений движения автомобиля [5; 6].

В настоящей работе интегрирование дифференциального уравнения движения лесовозного автомобиля проводилось аналитическим методом, на основе аналитического выражения динамической характеристики, что позволяет исходить из экспериментально определенных значений динамических характеристик.

**Анализ динамических характеристик лесовозных автопоездов.** Из расположения волн кривых динамических характеристик (рис. 1) видно, что правые их ветви (соответствующие нормальному режиму работы двигателя) можно заменить одной огибающей кривой, по форме близкой к гиперболе вида  $D = A/V^n$  или  $D = A/(V+B)$ .

Кривая вида  $D = A/V^n$   $D = A/(V+B)$  часто применяется в технических решениях для выражения различных зависимостей [7; 8], но использовать ее для решения уравнения движения автомобиля неудобно из-за трудностей интегрирования при дробном показателе скорости  $n$ .

При применении кривой второго вида уравнение движения автомобиля интегрируется легко, поэтому мы и остановимся на таком уравнении кривой:

$$D = A/(V+B) \quad (1)$$

Для определения параметров такой кривой вида  $D = A/(V+B)$  применялся способ наименьших квадратов. Значения параметров  $A$  и  $B$  для автомобилей типов КамАЗ 53229 и «Урал» 4320-6952-72 рассчитывались при различных степенях подачи топлива.

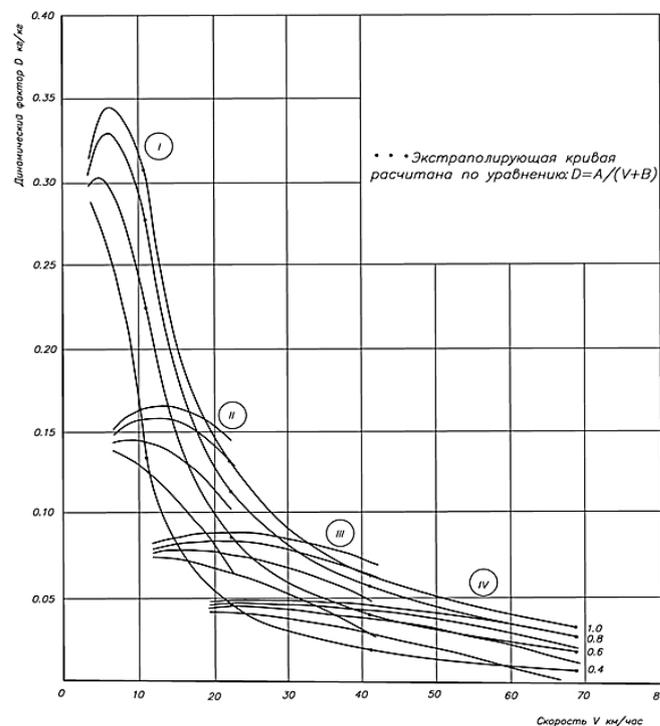
В качестве исходных данных для расчета кривых были приняты значения динамического фактора при максимальной скорости движения для каждой передачи и каждой степени подачи топлива.

В табл. 1 приведены расчетные значения параметров с огибающей кривой динамической характеристики вида  $D = A/(V+B)$ , полученные по способу наименьших квадратов для автомобилей типа КамАЗ 53229 и «Урал» 4320-6952-72, при разных степенях подачи топлива.

**Таблица 1.** Расчетные значения параметров с огибающей кривой динамической характеристики вида  $D = A/(V+B)$

| Лесовозы на базе    | Степень подачи топлива | Параметры |        |
|---------------------|------------------------|-----------|--------|
|                     |                        | A         | B      |
| КамАЗ 53229         | 1,0                    | +2,60     | -2,33  |
|                     | 0,8                    | +2,29     | -2,48  |
|                     | 0,6                    | +1,65     | -3,16  |
|                     | 0,4                    | +0,790    | -4,90  |
| «Урал» 4320-6952-72 | 1,0                    | +2,52     | -1,221 |
|                     | 0,8                    | +2,00     | -1,536 |
|                     | 0,6                    | +1,445    | -2,28  |
|                     | 0,4                    | +0,283    | -5,62  |

При получении уравнения были построены графики огибающих кривых динамических характеристик (рис. 1).



**Рис. 1.** Динамические характеристики лесовозов на базе КамАЗ 53229

В табл. 2 дается сравнение фактических значений динамического фактора расчетных точек и рассчитанных по уравнению огибающих кривых для полной степени подачи топлива автомобилей КамАЗ 53229 и «Урал» 4320-6952-72.

Средние квадратические ошибки в процентах огибающих динамические характеристики кривых для лесовозов на базе КамАЗ 53229 и «Урал» 4320-6952-72, представлены в табл. 3.

**Таблица 2.** Сравнение фактических значений динамического фактора расчетных точек

| Лесовоз на базе КамАЗ 53229 |                   |                    |                                   | Лесовоз на базе «Урал» 4320-6952-72 |                   |                    |                                   |
|-----------------------------|-------------------|--------------------|-----------------------------------|-------------------------------------|-------------------|--------------------|-----------------------------------|
| км/ч<br>$V$                 | $D_{\text{фак.}}$ | $D_{\text{расч.}}$ | Отклонение<br>$\delta \cdot 10^3$ | км/ч<br>$V$                         | $D_{\text{фак.}}$ | $D_{\text{расч.}}$ | Отклонение<br>$\delta \cdot 10^3$ |
| 10,75                       | 0,3060            | 0,3090             | +3,0                              | 10,00                               | 0,2360            | 0,2890             | +3,0                              |
| 22,30                       | 0,1460            | 0,1352             | -7,8                              | 18,80                               | 0,1519            | 0,1476             | -4,3                              |
| 40,80                       | 0,0751            | 0,0685             | -6,1                              | 33,00                               | 0,0845            | 0,0793             | -5,2                              |
| 68,90                       | 0,0318            | 0,0391             | +7,3                              | 62,50                               | 0,0373            | 0,0411             | -                                 |

**Таблица 3.** Средние квадратические ошибки огибающих динамические характеристики кривых, %

| Лесовозы на базе    | Средние квадратические ошибки $\pm\%$ в зависимости от степени подачи топлива |      |      |      |
|---------------------|---|------|------|------|
|                     | 1,0   | 0,8  | 0,6  | 0,4  |
| КамАЗ 53229         | 6,80  | 7,59 | 10,5 | 19,4 |
| «Урал» 4320-6952-72 | 3,72  | 4,45 | 9,35 | 25,9 |

Как видно, полученная точность невелика. Однако если учесть различие технического состояния автомобилей, которое Д.П. Великанов оценивает в  $\pm 10\%$ , то можно считать точность удовлетворительной, особенно при большой степени подачи топлива.

Следует отметить, что точность определения можно повысить, заменив огибающей кривой кривые динамической характеристики только прямой и третьей передачи, т. е. проводя огибающую кривую только по тем отрезкам динамической характеристики, которые наиболее часто используются при движении автомобилей.

Дифференциальное уравнение движения автомобиля имеет в этом случае вид:

$$D = \frac{A}{V+B} = f + i + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (2)$$

Обозначив  $f + i = \Psi$ , получаем:

$$\frac{A}{V+B} = \Psi + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \quad \text{или} \quad \frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta} \left( \frac{A}{V+B} - \Psi \right) \quad (3)$$

Эта функция не имеет максимума. Поэтому нельзя определить максимальные сопротивления, преодолеваемые автомобилем на критической скорости.

Как уже было указано, при достижении автомобилем максимальной скорости (при заданном сопротивлении движению) его движение становится равномерным, а ускорение равно нулю  $\left( \frac{dv}{dt} = 0 \right)$ .

В этом случае уравнение (3) принимает вид:

$$\frac{A}{V_{\text{max}} + B} - \Psi = 0.$$

Отсюда:

$$V_{\text{max}} = \frac{A}{\Psi} - B. \quad (4)$$

Для определения продолжительности разгона автомобиля основное уравнение (3) перепишем в виде:

$$dt = \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dv}{\frac{A}{V+B} - \Psi} \quad \text{или} \quad dt = \frac{\delta}{g} \cdot \frac{(V+B)dv}{A - \Psi V - \Psi B}.$$

Введя обозначение  $A - \Psi B = \Psi C$ , после некоторых преобразований получаем:

$$dt = \frac{\delta}{g\Psi} \cdot \left[ (C+B) \frac{dv}{C-V} - dv \right].$$

Интегрируя в пределах от  $t = 0$  до  $t = T$  и от  $V = V_1$  до  $V = V_2$ , получаем:

$$\int_0^T dt = \frac{\delta}{g\Psi} \cdot \left[ (C+B) \int_{V_1}^{V_2} \frac{dv}{C-V} - \int_{V_1}^{V_2} dv \right] \quad \text{или}$$

$$T = \frac{\delta}{g\Psi} \cdot \left[ (V_1 - V_2) - (C+B) \ln \frac{C-V_2}{C-V_1} \right]. \quad (5)$$

Подставляя в (3) уравнение  $\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = dv \frac{dv}{ds}$ , получаем  $dv \frac{dv}{ds} = \frac{g}{\delta} \left( \frac{A}{V+B} - \Psi \right)$ , или  $ds - \Psi B = \Psi C$ .

Обозначив  $A - \Psi B = \Psi C$ , имеем:

$$ds = \frac{\delta}{g\Psi} \cdot \frac{V(V+B)dv}{C-V} \quad \text{или, после преобразования:}$$

$$ds = \frac{\delta}{g\Psi} \left[ -v dv - (C+B)dv + C(C+B) \frac{dv}{C-V} \right].$$

Интегрируя в пределах от  $V = V_1$  до  $V = V_2$ , от  $S = 0$  до  $S = S$ , получаем:

$$S = \frac{\delta}{g\Psi} \left[ -\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} - (C+B)(V_2 - V_1) - C(C+B) \ln \frac{C - V_2}{C - V_1} \right] \quad (6)$$

**Анализ результатов теоретических исследований.**

Анализируя приведенные выше методы интегрирования дифференциального уравнения движения автомобиля, мы увидели, что дифференциальное уравнение движения, построенное согласно выбранному аналитическому выражению динамической характеристики автомобиля, позволяет успешно решать целый ряд важнейших тяговых задач, связанных с движением автомобиля в общем и лесовозного автопоезда в частности [9–11]. Рассмотренные методы не равноценны, каждый из них имеет свои преимущества и недостатки.

Аналитическое выражение динамической характеристики вида  $D = A + BV + CV^2$  дает возможность полностью и точно решать ряд важных задач: определять максимальную скорость при данном сопротивлении дороги (что очень важно для лесовозного подвижного состава), определять максимальное сопротивление, преодолеваемое автомобилем на данной передаче, получать время и путь разгона данного автомобиля.

Решение дифференциального уравнения движения автомобиля на основе аналитического выражения динамической характеристики  $D = A + BV + CV^2$  возможно двумя способами [12].

Первый способ позволяет решать задачи только тогда, когда суммарное дорожное сопротивление  $\Psi$  менее максимального  $\Psi_{max}$ , которое автомобиль может преодолеть с равномерной критической скоростью.

Объяснить это можно следующим образом: когда  $\Psi \leq \Psi_{max}$ , то подкоренная величина уравнения  $B_1^2 - 4A_1C_1 > 0$ . Если же  $\Psi > \Psi_{max}$ , то  $B_1^2 - 4A_1C_1 < 0$ .

В первую очередь приходится определять  $V_{max}$  для данного дорожного сопротивления, а затем пределы разгона или затухания. Ясно, что конечная скорость разгона должна быть меньше или равна максимальной скорости для данного сопротивления:  $V_{2розг} \leq V_{max.pабн}$ .

Конечная скорость затухания должна быть меньше или равна максимальной равномерной скорости:  $V_{2зат} \leq V_{max.pабн}$ . Упомянутые условия действительны и при других методах расчета.

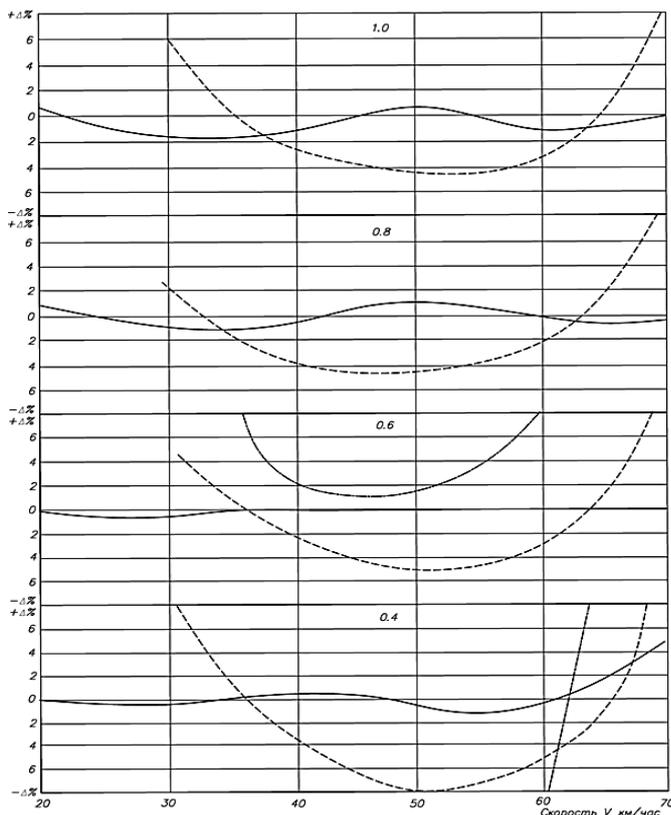
Первый метод решения дифференциальных уравнений движения автомобиля основан на аналитическом выражении динамической характеристики  $D = A + BV + CV^2$ , схожем с методом, предложенным Г.В. Зимелевым, который обосновал аналитическое выражение тяговой силы  $P_a = A + BV + CV^2$ . Различие между методом, разработанным нами, и методом Г.В. Зимелева заключается только в немного более простом определении параметров движения.

Второй метод, основанный на аналитическом выражении прямой линии, заменяющей на определенном участке кривую динамической характеристики, дает возможность в некоторых пределах легко и быстро найти максимальную скорость, время и путь разгона автомобиля. Заменять прямой линией кривую динамической характеристики целесообразно в пределах от критической до технически возможной максимальной скорости. В этих пределах можно вести расчеты без каких-либо ограничений — при соблюдении вышеуказанных границ разгона и затухания.

Третий метод основан на аналитическом выражении огибающей кривой динамической характеристики  $D = A/(V+B)$ . Указанная кривая представляет собой своего рода динамическую характеристику автомобиля, имеющего бесступенчатую коробку передач. На основе такого уравнения можно легко и быстро решить ряд задач: определить максимальную скорость для данного сопротивления, найти время и путь разгона. Задача решается в интервале от порядка 8...10 км/ч до технически возможной максимальной скорости, т. е. в пределах, для которых рассчитана кривая. При выборе границ разгона или затухания также следует придерживаться ранее указанных пределов.

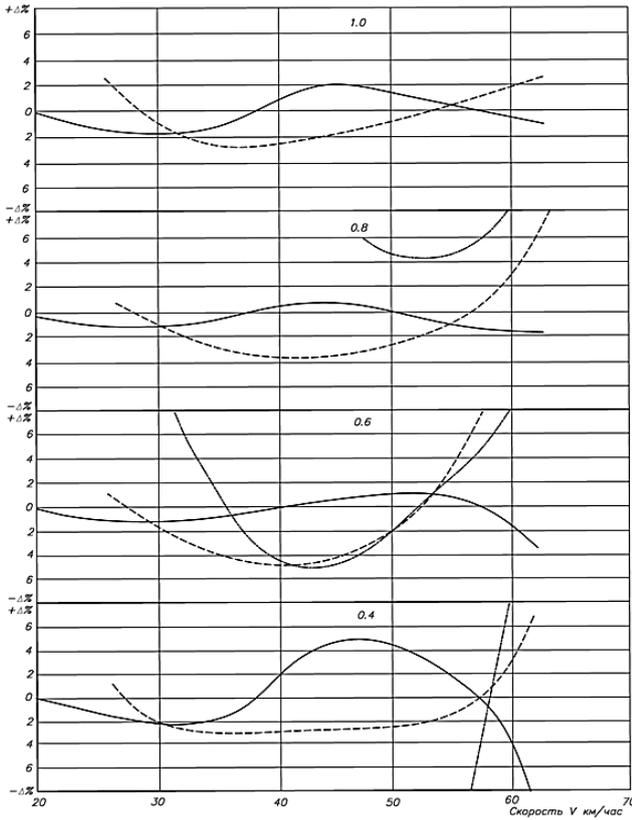
**Сравнение методов решения дифференциального уравнения движения автомобиля.** Прежде всего, определим ошибки, которые имеют место при выборе аналитического выражения динамической характеристики.

На рис. 2 и 3 представлены графики ошибок, возникающих при разном выражении динамических характеристик для прямых передач автомобилей КамАЗ 53229 и «Урал» 4320-6952-72 при равной степени подачи топлива.



**Рис. 2.** Ошибки, возникающие при аналитическом выражении динамической характеристики для прямой передачи лесовозов на базе КамАЗ 53229:  
 —  $D = A + BV + CV^2$ ; - - - -  $D = A + BV$ ; - · - ·  $D = A/(B + V)$

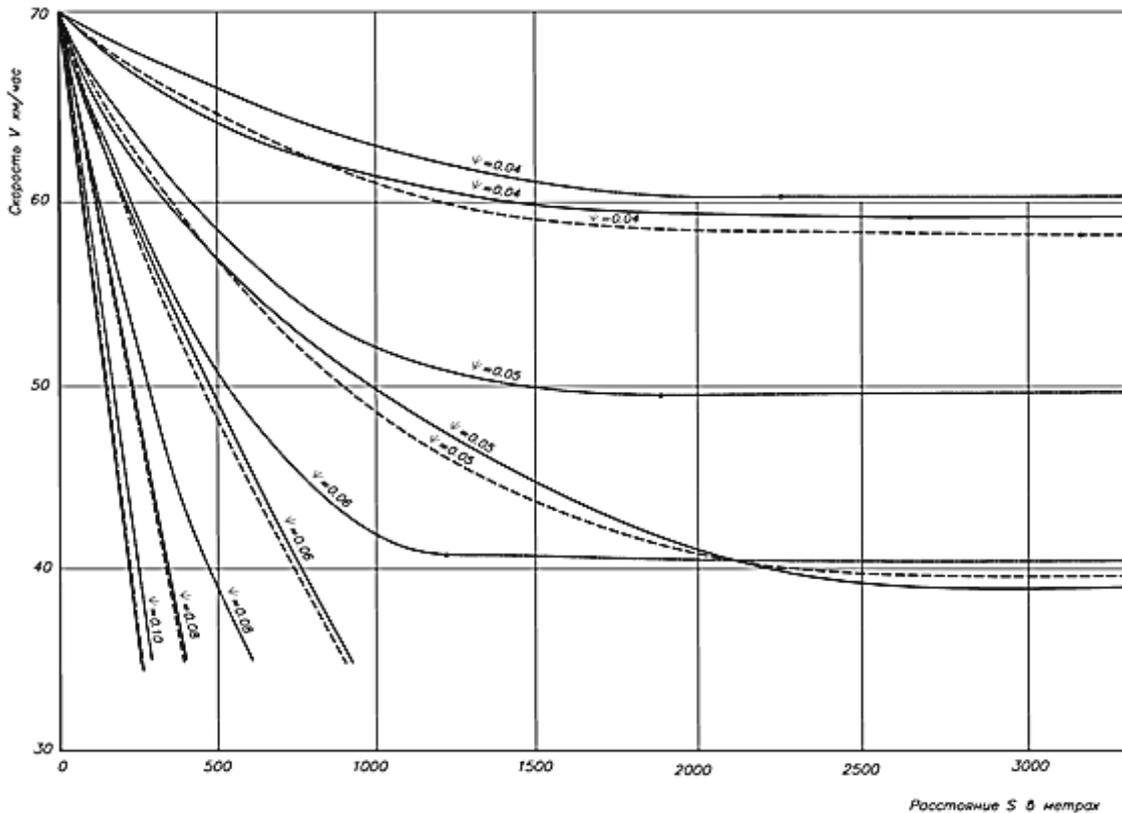
Из этих графиков видно, что при определении аналитического выражения динамической характеристики наименьшие ошибки получаются при выражении вида  $D = A + BV + CV^2$ .



**Рис. 3.** Ошибки, возникающие при аналитическом выражении динамической характеристики для прямой передачи лесовозов на базе «Урал» 4320-6952-72:  
 —  $D=A+BV+CV^2$ ; -----  $D=A+BV$ ; -.-  $D=A/(B+V)$

В этом случае ошибки только в отдельных случаях превышают 3 %. Определение динамического фактора в интервале скоростей порядка от 31,0 до 70,0 км/ч для автомобиля типа КамАЗ 53229 и от 26,8 до 60 км/ч — для автомобиля «Урал» 4320-6952-72 по уравнению прямой линии вида  $D = A+BV$  дает ошибки для автомобиля КамАЗ 53229 до 3...5 %, а в отдельных случаях (при малых степенях подачи топлива) даже до 7 %. Для автомобиля «Урал» 4320-6952-72 ошибки не превышают 5 %. Расчеты динамического фактора по уравнению кривой  $D = A/(V+B)$  в зоне действия прямой передачи дают очень крупные ошибки, достигающие 10 % и больше как для автомобиля КамАЗ 53229, так и для «Урал» 4320-6952-72. Это и понятно, так как характер кривой резко отличается от характера кривых динамической характеристики.

На рис. 4 представлены кривые зависимости расстояния, проходимого автомобилем КамАЗ 53229 на прямой передаче при максимальной степени подачи топлива, от дорожных сопротивлений и начальной скорости движения, рассчитанные по разным уравнениям. На графике (рис. 4) видно, что кривые, построенные по уравнениям  $D = A+BV+CV^2$  и  $D = A+BV$ , довольно удовлетворительно совпадают при дорожных сопротивлениях  $\Psi = 0,05$  и больше. Кривые же, построенные по уравнению  $D = A/(V+B)$ , отличаются от остальных. Особенно сильно отличается высокий предел равномерных скоростей ( $\Psi = 0,05$  и  $0,06$ ). Только при больших дорожных сопротивлениях ( $\Psi = 0,10$ ) кривая больше подходит к другим [13; 14].



**Рис. 4.** Кривые зависимости проходимого автомобилем расстояния от дорожных сопротивлений и начальной скорости движения, построенные по уравнениям (для лесовозов на базе КамАЗ 53229, при максимальной степени подачи топлива):  
 —  $D = A+BV+CV^2$ ; -----  $D = A+BV$ ; -.-  $D = A/(B+V)$

Рассмотренные методы решения дифференциального уравнения движения автомобиля не одинаково сложны. Например, расчеты по уравнению  $D = A + BV + CV^2$  очень сложны и трудоемки. Особенно сложно определение продолжительности и пути разгона. Расчеты по уравнению  $D = A + BV$  довольно просты и удобны для пользования. По уравнению же  $D = A/(V+B)$  они менее сложны, чем по  $D = A + BV + CV^2$ , и сложнее, чем по уравнению  $D = A + BV$ .

**Заключение.** Выражая динамическую характеристику аналитически, можно успешно решать дифференциальные уравнения движения автомобиля. Аналитическое выражение динамической характеристики  $D = A + BV + CV^2$  дает возможность полностью и точно находить максимальную скорость равномерности движения при должном дорожном сопротивлении, определять максимальное сопротивление, преодолеваемое автомобилем на критической скорости для данной передачи, а также устанавливать время и путь разгона автомобиля [15–17]. Но при этом следует отметить, что расчеты довольно сложны и трудоемки.

Кривые динамической характеристики можно заметить в определенном интервале (от критической до максимальной скорости для данной передачи) прямыми вида  $D = A + BV$ , что даст возможность с достаточной точностью определять максимальную скорость, продолжительность и путь разгона автомобиля. При этом расчеты не отличаются сложностью.

#### Литература

1. Чирков Е.В. Методы проектирования лесовозных автомобильных дорог, основанные на расчете однозначно определенной трассы // Лесной вестн. 2020. Т. 24. № 5. С. 128-137.
2. Skrupnikov A.V. Theoretical background of road landscape zoning // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International Conference on Engineering Studies and Cooperation in Global Agricultural Production. Bristol, 2021. P. 012011.
3. Zelikov V.A. Structural models of road landscapes and micro-landscapes // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International Conference on Engineering Studies and Cooperation in Global Agricultural Production. Bristol, 2021. P. 012116.
4. Чернышова Е.В. Лесовозные автомобильные дороги в транспортной сети лесопромышленного предприятия // Изв. высш. учеб. заведений. Лесной журнал. 2019. № 2 (368). С. 95-101.
5. Скрыпников А.В. Методы нелинейного программирования, используемые при проектировании трассы // Изв. С.-Петербург. лесотехн. акад. 2018. № 225. С. 131-143.
6. Козлов В.Г. Методы, модели и алгоритмы проектирования лесовозных автомобильных дорог с учетом влияния климата и погоды на условия движения: моногр. Воронеж, 2019. 336 с.
7. Logoida V.S. Development of the method for individual forecasting of technical state of logging machines // International Journal of Engineering and Advanced Technology. 2019. V. 8. № 5. P. 2178-2183.
8. Kozlov V.G. Method of individual forecasting of technical state of logging machines // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Processing Equipment, Mechanical Engineering Processes and Metals Treatment, 2018. P. 042056.
9. Labudin B.V. Increasing pit road inclinations at high latitude deposits of solid minerals // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2020. V. 15. № 19. P. 2168-2173.
10. Kozlov V.G. Enhancing quality of road pavements through adhesion improvement // Journal of the Balkan Tribological Association. 2019. V. 25. № 3. P. 678-694.
11. Бурмистров Д.В. Исследование вероятностных связей и зависимостей, определяющих оптимальные методы организации и планирования ритмичного строительства лесовозных автомобильных дорог // Лесной вестн. 2019. Т. 23. № 1. С. 70-76.
12. Kozlov V.G. Mathematical models to determine the influence of road parameters and conditions on vehicular speed // Journal of Physics: Conference Series. The proceedings International Conference «Information Technologies in Business and Industry», 2019. P. 032041.
13. Саблин С.Ю. Исследования скоростей движения лесовозного подвижного состава // Современные наукоемкие технологии. 2021. № 1. С. 37-43.
14. Скрыпников А.В. Оценка влияния на скорость движения постоянных параметров плана и профиля при различных состояниях поверхности дороги // Бюллетень транспортной информации. 2018. № 6 (276). С. 23-27.
15. Рябова О.В. Изучение географической среды для целей дорожного проектирования // Научный журнал строительства и архитектуры. 2020. № 1 (57). С. 84-95.
16. Kozlov V.G. Influence of natural and technogenic factors on the complexity of construction of timber highways // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International Conference on Engineering Studies and Cooperation in Global Agricultural Production. Bristol, 2021. P. 012137.
17. Сафонова Ю.А. Исследование вероятностных зависимостей, обуславливающих планирование ритмичного строительства лесовозных автомобильных дорог // Лесной вестн. 2018. Т. 22. № 6. С. 79-87.

18. Скрыпников А.В. Комплекс «водитель-автомобиль-дорога-среда» как двухуровневая децентрализованная система обслуживания // Современные наукоемкие технологии. 2019. № 5. С. 81-87.
19. Козлов В.Г. Влияние погодно-климатических факторов на системы комплекса «водитель-автомобиль-дорога-среда» // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. 2019. № 1. С. 30-36.
20. Козлов В.Г. Формирование модели проектирования системы «дорожные условия-транспортные потоки» и пути ее реализации // Лесотехнический журнал. 2018. Т. 8. № 1 (29). С. 100-111.

#### *References*

1. Chirkov E.V. Methods for the design of timber haul roads based on the calculation of a uniquely defined route // Forestry Bulletin. 2020. V. 24. № 5. P. 128-137.
2. Skrypnikov A.V. Theoretical background of road landscape zoning // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International Conference on Engineering Studies and Cooperation in Global Agricultural Production. Bristol, 2021. P. 012011.
3. Zelikov V.A. Structural models of road landscapes and micro-landscapes // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International Conference on Engineering Studies and Cooperation in Global Agricultural Production. Bristol, 2021. P. 012116.
4. Chernyshova E.V. Timber highways in the transport network of the timber industry enterprise // Bulletin of higher educational institutions. Lesnoy zhurnal (Forestry journal). 2019. № 2 (368). P. 95-101.
5. Skrypnikov A.V. Methods of nonlinear programming used in the design of the route // Izvestia SPbLTA. 2018. № 225. P. 131-143.
6. Kozlov V.G. Methods, models and algorithms for the design of logging highways taking into account the influence of climate and weather on traffic conditions: monogr. Voronezh, 2019. 336 p.
7. Logoida V.S. Development of the method for individual forecasting of technical state of logging machines // International Journal of Engineering and Advanced Technology. 2019. V. 8. № 5. P. 2178-2183.
8. Kozlov V.G. Method of individual forecasting of technical state of logging machines // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Processing Equipment, Mechanical Engineering Processes and Metals Treatment, 2018. P. 042056.
9. Labudin B.V. Increasing pit road inclinations at high latitude deposits of solid minerals // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2020. V. 15. № 19. P. 2168-2173.
10. Kozlov V.G. Enhancing quality of road pavements through adhesion improvement // Journal of the Balkan Tribological Association. 2019. V. 25. № 3. P. 678-694.
11. Burmistrov D.V. Investigation of probabilistic relationships and dependencies that determine the optimal methods of organizing and planning the rhythmic construction of timber highways // Forestry Bulletin. 2019. V. 23. № 1. P. 70-76.
12. Kozlov V.G. Mathematical models to determine the influence of road parameters and conditions on vehicular speed // Journal of Physics: Conference Series. The proceedings International Conference «Information Technologies in Business and Industry», 2019. P. 032041.
13. Sablin S.YU. Research of speeds of movement of timber rolling stock // Modern High Technologies. 2021. № 1. P. 37-43.
14. Skrypnikov A.V. Assessment of the impact on the speed of movement of constant parameters of the plan and profile under various conditions of the road surface // The Bulletin of Transport Information (BTI). 2018. № 6 (276). P. 23-27.
15. Ryabova O.V. Study of the geographical environment for the purposes of road design // Russian Journal of Building Construction and Architecture. 2020. № 1 (57). P. 84-95.
16. Kozlov V.G. Influence of natural and technogenic factors on the complexity of construction of timber highways // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International Conference on Engineering Studies and Cooperation in Global Agricultural Production. Bristol, 2021. P. 012137.
17. Safonova YU.A. Investigation of probabilistic dependencies that determine the planning of the rhythmic construction of timber-carrying highways // Forestry Bulletin. 2018. V. 22. № 6. P. 79-87.
18. Skrypnikov A.V. The complex "driver - car - road - environment" as a two-level decentralized service system // Modern High Technologies. 2019. № 5. P. 81-87.
19. Kozlov V.G. Influence of weather and climatic factors on the systems of the complex "driver - car - road - environment" // Transport. Transport facilities. Ecology. 2019. № 1. P. 30-36.
20. Kozlov V.G. Formation of a design model for the system "road conditions - traffic flows" and the ways of its implementation // Forestry Engineering Journal. 2018. V. 8. № 1 (29). P. 100-111.