

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА ВРЕМЕНИ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ

**Зыбцев Ю.В.**

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, м. Харків, Україна*

*Общепринятая методика расчета неустановившихся режимов движения автомобиля была создана в середине XX века и исходила из тогдашнего представления о среднем уровне автомобильной техники, в частности, о параболической кривой крутящего момента двигателя и механической КПП с ручным управлением, и ряда допущений (например, о постоянных значениях коэффициента сопротивления качению  $C_{rr}$  в допускаемых пределах скорости автомобиля, КПД трансмиссии, коэффициенте аэродинамического сопротивления  $C_d$ ). Однако сегодня конструкции и характеристики двигателя, трансмиссии, подвески, шин ушли далеко от тогдашних представлений, а завтра, с массовым переходом на гибридные и электромобили уйдут еще дальше. Это вынуждает соответственно менять математические модели объектов. Всеобщая компьютеризация меняет подход к расчетам, в частности, позволяет уйти от графо-аналитических методик к численным. В этой статье показано, что кривую момента следует моделировать методами кусочной аппроксимации, а прочие показатели по мере необходимости представлять не постоянными значениями, а любыми известными зависимостями. Это настолько меняет описание движения, что вынуждает отказываться от попыток аналитического решения и переходить к численным методам. На примерах расчета разгона автомобиля Honda Civic на дороге и Hyundai i30 на динамометре шасси показано, что сочетанием кусочной аппроксимации полиномами 3-4 степени и численных методов можно получить нужную точность результатов даже при достаточно умеренной дискретизации описания процесса: числовой расчет при шаге скорости 10 км/ч дает относительную погрешность менее 0,5 %, при шаге 5 км/ч – менее 0,1 %, а при шаге 0,5 км/ч – менее 0,001 %. Такие методики понятны и доступны расчетчикам средней квалификации и легко реализуются даже на бытовых ПК.*

**Ключевые слова:** *автомобиль, разгон, расчет, численные методы, дискретизация, шаг, Honda Civic, Hyundai i30*

**Введение.** Автомобильная промышленность и транспорт уделяют все больше внимания снижению вредных выбросов в атмосферу, в частности, выброса тепла и парниковых газов. Это требует уменьшения расхода топлива, особенно углеводородного. Одна из необходимых составляющих прогресса в этой области – развитие теории автомобиля и двигателя.

Работники транспорта должны поддерживать на должном уровне техническое состояние подвижного состава, своевременно выявлять и устранять возникающие дефекты. Это достигается регулярным использованием диагностики и прогнозирования. Современный автомобиль оснащен средствами диагностики. Однако в Украине доля современного транспорта невелика. Сегодня средний возраст легкового автомобиля составляет 18,5 года [1]. Количество тяговых стендов недостаточно. Поэтому приходится развивать упрощенные дорожные методы проверки, доступные самому пользователю и не требующие специального оборудования и особых знаний либо навыков, например, измерение времени разгона и выбега и сравнение его с нормативом [2].

**Анализ публикаций.** Традиционно процесс неустановившегося движения автомобиля при разгоне или выбеге описывают дифференциальным уравнением [3]:

$$\frac{dv}{dt} = j_a = \frac{P_p}{m_a \cdot \delta} = \frac{P_k - \Sigma P_c}{m_a \cdot \delta} \quad (1)$$

где  $P_p$  – сила, разгоняющая автомобиль;

$P_k$  – окружная сила на ведущих колесах;

$\Sigma P_c$  – суммарная сила сопротивления движению;

$m_a$  – масса автомобиля с нагрузкой;

$\delta$  – коэффициент учета вращающихся масс (произведение  $m_a \cdot \delta$  – приведенная масса автомобиля).

$$P_k = \frac{M_e \eta_{mp} i_k i_0}{r_k}; \quad \Sigma P_c = \pm P_i + P_f + P_w; \quad P_i = m_a g \cdot i; \quad P_f = m_a g \cdot f; \\ P_w = 0,5 \rho C_x F \cdot v^2 \quad (2)$$

где  $M_e$  – эффективный крутящий момент двигателя, Н·м;

$\eta_{mp}$  – КПД трансмиссии;

$i_k, i_0$  – передаточные числа коробки передач и главной передачи;

$r_k$  – динамический радиус колеса, м;

$P_i, P_f, P_w$  – соответственно сопротивление движению на уклон, сопротивление качению, сопротивление воздуха, Н;

$g$  – ускорение свободного падения, 9,81 м/с<sup>2</sup>;

$i$  – уклон;

$f$  – коэффициент сопротивления качению;

$\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$C_x$  – коэффициент аэродинамического сопротивления;

$F$  – лобовая площадь автомобиля, м<sup>2</sup>;  $v$  – скорость, м/с.

Практически так же описывается процесс имитированного неустановившегося движения автомобиля на роликовом стенде. Основная разница состоит в том, что разгоняется не автомобиль, а рабочие ролики стенда с маховиками и другими вращающимися частями. Кроме того, действуют иные сопротивления.

Дифференциальное уравнение (1) решается сравнительно просто, когда все входящие в него переменные зависят от скорости в степени не выше второй. После суммирования коэффициентов при равных степенях скорости и деления на суммарную приведенную массу оно принимает вид

$$\frac{dv}{dt} + Av^2 + Bv + C = 0 \quad \text{или} \quad \frac{dv}{Av^2 + Bv + C} = -dt.$$

Интеграл от правой части равен  $-t$ . Интеграл от левой части [4]:

$$\int \frac{dv}{Av^2 + Bv + C} = \frac{1}{\sqrt{-\Delta}} \ln \left| \frac{2Av + B - \sqrt{-\Delta}}{2Av + B + \sqrt{-\Delta}} \right|,$$

где  $\Delta = 4AC - B^2$ , причем  $\Delta < 0$ .

$$t = \frac{1}{\sqrt{-\Delta}} \left( \ln \left| \frac{2Av_2 + B - \sqrt{-\Delta}}{2Av_2 + B + \sqrt{-\Delta}} \right| - \ln \left| \frac{2Av_1 + B - \sqrt{-\Delta}}{2Av_1 + B + \sqrt{-\Delta}} \right| \right) \quad (3)$$

Если же  $\Delta > 0$ , то

$$t = \frac{1}{\sqrt{\Delta}} \left( \operatorname{arctg} \frac{2Av_2 + B}{\sqrt{\Delta}} - \operatorname{arctg} \frac{2Av_1 + B}{\sqrt{\Delta}} \right) \quad (4)$$

Такой подход дает удовлетворительное приближение расчетных результатов к экспериментальным, если кривая крутящего момента двигателя хорошо описывается

квадратной параболой. Однако даже для карбюраторных двигателей такое представление кривой момента достаточно грубо.

Для случаев, когда в дифференциальное уравнение входят члены третьей степени, Е.А. Белогуров [2] получил следующее общее решение:

$$t = \left( \frac{\ln(v_1 - y_1)}{\ln(v_2 - y_1)} \right) + \frac{B_1}{2} \left( \frac{\ln|v_1^2 + pv_1 + q|}{\ln|v_2^2 + pv_2 + q|} \right) + \left( C_1 - \frac{B_1 p}{2} \right) \frac{2}{\sqrt{4q - p^2}} \left( \operatorname{arctg} \frac{2v_1 + p}{\sqrt{4q - p^2}} - \operatorname{arctg} \frac{2v_2 + p}{\sqrt{4q - p^2}} \right) \quad (5)$$

Уже эта формула громоздка и неудобна для пользования. Но для впрысковых двигателей с электронным управлением кривые момента приходится описывать все более сложными зависимостями, например, полиномами четвертой-шестой степени, а то и несколькими функциями при кусочной аппроксимации (рис. 1). Не менее сложно связаны со скоростью сопротивления движению. При таком характере составляющих нет смысла подбирать сложные функции аппроксимации, затем интегрировать их сложными методами – и в конце концов получать лишь неточную оценку искомой величины (ведь реальный исходный материал заменен приблизительным описанием).

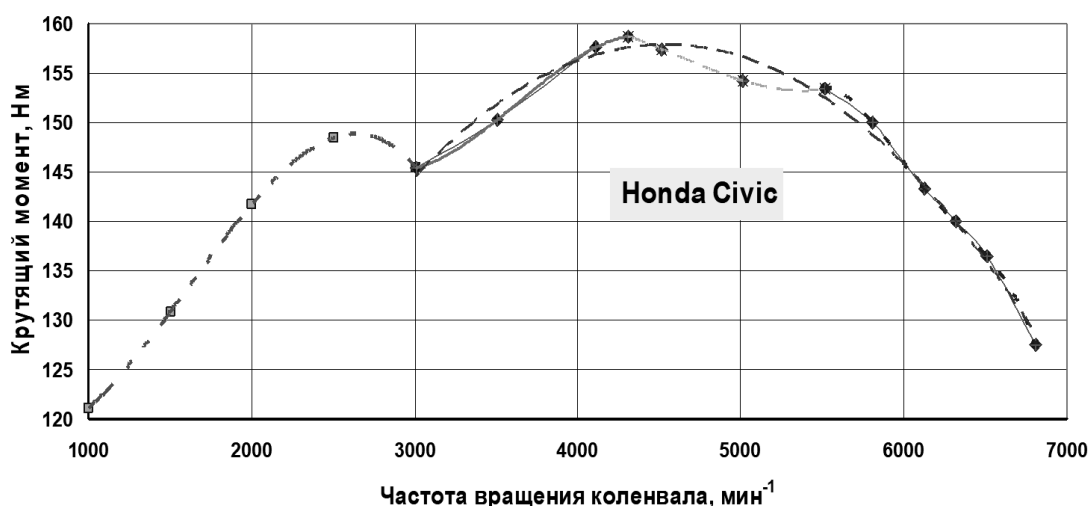


Рис.1. Крутящий момент на ведущих колесах Honda Civic [5].

Таблица 1

Кусочная аппроксимация характерных участков кривой крутящего момента на ведущих колесах Honda Civic

Диапазон частот вращения	Формула аппроксимации
От 1000 до 3009	$y = -7,1602 \cdot 10^{-9}x^3 + 3,4648 \cdot 10^{-5}x^2 - 3,3273 \cdot 10^{-2}x + 126,88$
От 3009 до 6806	$y = -5,7073 \cdot 10^{-6}x^2 + 5,1800 \cdot 10^{-2}x + 40,369$
От 3009 до 4311	$y = -8,0338 \cdot 10^{-9}x^3 + 8,7483 \cdot 10^{-5}x^2 - 3,0390 \cdot 10^{-1}x + 486,63$
От 4311 до 5518	$y = 4,0051 \cdot 10^{-9}x^3 - 5,5474 \cdot 10^{-5}x^2 + 2,4920 \cdot 10^{-1}x - 205,54$
От 5518 до 6806	$y = -3,1948 \cdot 10^{-11}x^4 + 7,8463 \cdot 10^{-7}x^3 - 7,2183 \cdot 10^{-3}x^2 + 29,461x - 44839$

**Проверка применимости численных методов.** Хорошо известны численные методы решения таких задач. Приведенные ниже примеры заимствованы из практики

диагностирования технического состояния автомобилей, в частности, проверки их тяговых свойств. Цель таких диагностических процедур – оценить фактический крутящий момент в долях от номинального. Доля устанавливается по соответствию расчетного времени разгона экспериментальному. Задача настоящего анализа – оценить погрешность, которую создает численное решение по сравнению с общим, и отделить ее от погрешности, вызванной аппроксимацией.

Пример 1. Оценить методы расчета времени разгона автомобиля Honda Civic 4d на дороге от 60 до 100 км/ч (так называемая проверка эластичности). В полигонном тесте журнала «Авторевю» [6] автомобиль показал 6,7 с в режиме Drive.

Крутящий момент на ведущих колесах автомобиля, т.е. момент по внешней скоростной характеристике (ВСХ) двигателя за вычетом потерь в трансмиссии – по рис. 1. На рис. 2 показана последовательность переключения передач автоматической коробки (АКП) при разгоне, из которой видно, что разгон от 60 до 100 км/ч осуществляется на II передаче в диапазоне оборотов от 3179 до 5298 мин<sup>-1</sup>.

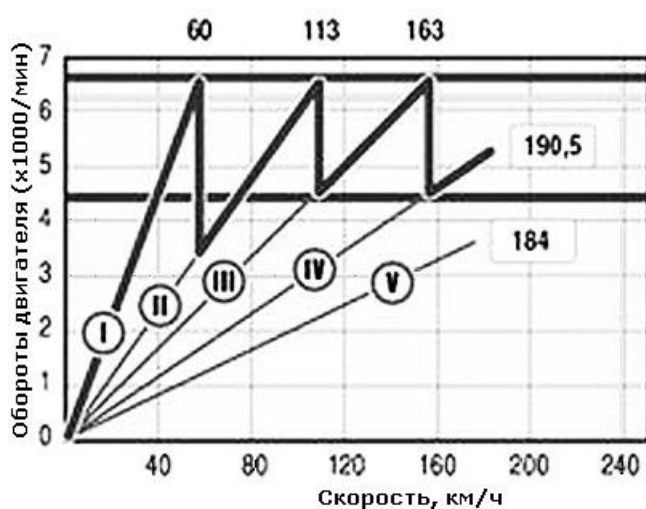


Рис.2. График разгона автомобиля Honda Civic [6]

Передаточное число главной пары  $i_0 = 4,437$ . У шин Goodyear UG 500 205/55 R16 динамический радиус  $r_k = 0,307$  м. По сопротивлению качению шины можно отнести к классу ЕСО [7]. Снаряженная масса автомобиля по взвешиванию на полигоне – 1280 кг. Загрузка автомобиля неизвестна, примем 180 кг (минимальная загрузка легкового автомобиля при испытаниях по ГОСТ 22576-90 [8]). Суммарная масса автомобиля с людьми и приборами  $m_a = 1460$  кг. Приведенная масса четырех колес – 43 кг, ведомой части трансмиссии трансмиссии – 6,4 кг (наши замеры методами бифилярного подвеса и выбега). Расчетная приведенная масса двигателя с ведущей частью трансмиссии на II передаче – 149 кг [9]. Итого приведенная масса автомобиля при разгоне – 1658 кг. Коэффициент аэродинамического сопротивления, объявленный изготовителем,  $C_x=0,31$  [10]. Однако наша обработка по методике [7] данных о выбега в тесте «Авторевю» дала значение  $C_x = 0,381$ .

Лобовая площадь расчетная:

$$F = 0,84 \cdot B \cdot H ,$$

где  $B, H$  – соответственно ширина и высота автомобиля, м.

$$F = 0,84 \cdot 1,715 \cdot 1,44 = 2,074 \text{ м}^2$$

Плотность воздуха в день эксперимента «Авторевю» неизвестна, используем общепринятое в данных задачах среднее значение  $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ .

Уравнение зависимости крутящего момента на ведущих колесах от частоты вращения коленвала в зоне 3000...6800  $\text{мин}^{-1}$  (рис. 1, штриховая линия, вторая строка подписи):

$$M_e = -5,71 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 + 5,18 \cdot 10^{-2} n + 40,4. \quad (5)$$

Подставив (5) в (2), получим зависимость тяговой силы от крутящего момента; в числах для II передачи:

$$P_k = \frac{M_e \cdot 1,534 \cdot 3,945}{0,303} = M_e \cdot 17,8 = -1,140 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 + 1,035 \cdot n + 806. \quad (6)$$

Дальнейшие вычисления станут удобнее, если перейти от оборотов коленвала к скорости автомобиля в м/с:

$$n = 9,55 \frac{v \cdot i_k \cdot i_0}{r_k} = 9,55 \frac{v \cdot 1,534 \cdot 3,945}{0,303} \approx 191v. \quad (7)$$

Тогда зависимость тяговой силы от скорости приобретет вид

$$P_k = -4,15 \cdot v^2 + 197 \cdot v + 806. \quad (8)$$

Уравнение зависимости силы сопротивления воздуха от скорости:

$$P_w = 0,5 \rho C_x F \cdot v^2 = 0,5 \cdot 1,2 \cdot 0,38 \cdot 2,074 \cdot v^2 = 0,473v^2 \quad (9)$$

По выбегу автомобиля [6] вычислен коэффициент сопротивления качению  $f = 0,0122$  для скорости 6,6 м/с (23,75 км/ч), поэтому зависимость  $f(v)$  принята по верхней кривой для шин ESO [11], которая дает для этой скорости близкое значение 0,01238:

$$f(v) = 1,36 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 - 7,54 \cdot 10^{-6} \cdot v + 0,01248 \quad (10)$$

Коэффициент, учитывающий снижение сопротивления качению при неполной загрузке шин (при  $G_{max} = 615 \text{ кг}$  для шин индекса 91) [12]:

$$K_G = 1,3 - 0,3 \cdot 4 \cdot G_{max} / m_a = 1,3 - 0,3 \cdot 4 \cdot 615 / 1460 \approx 0,80 \quad (11)$$

Тогда зависимость силы сопротивления качению от скорости:

$$P_f = m_a g \cdot f(v) \cdot K_G = 2,73 \cdot 10^{-2} \cdot v^2 - 0,471 \cdot v + 152. \quad (12)$$

Сила, разгоняющая автомобиль:

$$P_p = P_k - \Sigma P_c = -4,11 \cdot v^2 + 176v + 565. \quad (13)$$

Уравнение движения автомобиля при разгоне:

$$\frac{dv}{dt} = j_a = -2,19 \cdot 10^{-3} v^2 + 9,39 \cdot 10^{-2} v + 3,22 \cdot 10^{-1} . \quad (14)$$

Решение по формуле (3) дало ближайшее к замеренному в тесте 6,7 с значение времени 6,6996321 с при снижении крутящего момента двигателя до 89,4%. Результаты расчетов численным методом показаны в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчета времени разгона от 60 до 100 км/ч численным методом с разным шагом приращения скорости

Шаг, км/ч	Время от 60 до 100 км/ч	Абсолютная погрешность расчета $\Delta t$ , с	Относительная погрешность расчета $\varepsilon$ , %
По решению дифференциального уравнения	6,6996321	0	0
0,5	6,699673	$4,072 \cdot 10^{-5}$	0,000608
1	6,699795	0,000163	0,002432
2	6,700284	0,000652	0,009733
5	6,703712668	0,004081	0,060907
10	6,716027314	0,016395214	0,244718124
20	6,766356427	0,066724327	0,995940172

Как видно из таблицы, уже при шаге 10 км/ч результат численного расчета расходится с решением дифференциального уравнения менее чем на 0,02 с. Это достаточно малая погрешность, время разгона обычно измеряют с точностью до первого знака после запятой. Следовательно, применение численного расчета вместо общего решения дифференциального уравнения допустимо.

В приведенном примере поставлен диагноз: крутящий момент снижен до 0,894 от номинального. Это излишне низкое значение для практически нового автомобиля, слишком близко к предельному 0,85. Возможно, диагноз ошибочен, причина – излишне грубая аппроксимация участка кривой крутящего момента от 3000 до 6800 мин<sup>-1</sup>. Чтобы оценить погрешность, вызванную аппроксимацией, характеристику крутящего момента представили в виде кусочно гладкой кривой, разбили на характерные участки и аппроксимировали их полиномами 3-4 степеней (рис. 1). Расчет разгона выполнен с шагом 5 км/ч – это, как показано в табл. 1, дает погрешность менее 0,1%. Расчетное время разгона при моменте 0,894 составило 7,04 с (против 6,7 с по общей аппроксимации участка 3000...6800 мин<sup>-1</sup>). Расхождение 0,34 с в 80 раз больше, чем погрешность численного метода 0,00408 с.

Диагноз, поставленный по кусочной аппроксимации – 93,3% от номинального. Поскольку автомобиль новый, это более вероятная оценка.

Для уточненного решения в общем виде потребовалось бы решить три дифференциальных уравнения для трех участков, где зависимости описываются полиномами 3-ей и 4-ой степеней и интегралы не сводятся к табличным. В таких условиях численный метод следует признать более рациональным.

Пример 2. Оценить методы расчета времени разгона на IV передаче ( $i_k=1,031$ ) ведущих колес автомобиля Hyundai i30 на стенде ПДС ХАДИ (аттестован Институтом метрологии, свид. № 100-2151/2006). В нашем эксперименте среднее время разгона от

50 до 70 км/ч составило 1,60 с при создаваемой гидротормозом стенда нагрузке (дополнительном сопротивлении)  $P_n = 600$  Н.

ВСХ двигателя – рис. 3. Реальный крутящий момент в долях от номинального –  $K_m = 0,9835$  (наш замер на стенде в установившемся режиме). Передаточное число главной пары  $i_0 = 4,412$ . КПД механической трансмиссии примем  $\eta_{mp} = 0,92$ . Динамический радиус шин Fulda Montero 2 195/65 R15 91T на рабочем ролике диаметром 0,24 м  $r_d = 0,295$  м. Нагрузка на ведущие колеса с учетом массы оператора – 800 кг. Приведенная масса стенда 200 кг (заложено при конструировании, проверено методом падающего груза). Приведенная масса двух ведущих колес и ведомой части трансмиссии – 27,5 кг (наши замеры). Расчетная приведенная масса двигателя с ведущей частью трансмиссии на IV передаче – 61,8 кг [9]. Итого приведенная масса системы  $m_{пр.с} = 289,3$  кг.

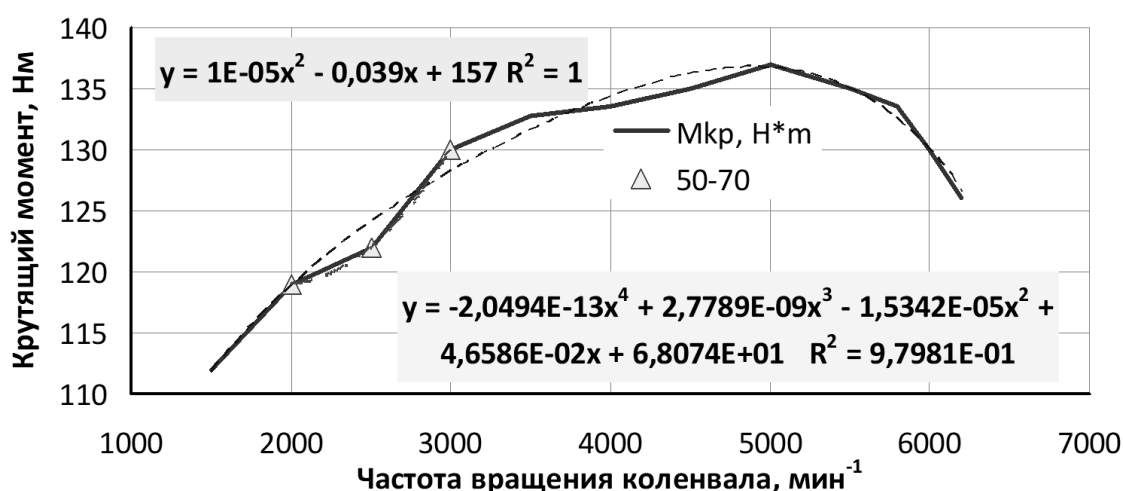


Рис.3. ВСХ бензинового двигателя Hyundai i30 1,4 л [13]

Общепринятому диапазону проверки тяговых свойств от 50 до 70 км/ч соответствуют обороты от 2045 до 2863 мин<sup>-1</sup>. Этот участок отмечен на рис. 3 треугольными маркерами и аппроксимирован полиномом второй степени

$$M_e = 1 \cdot 10^{-5} n^2 - 3,9 \cdot 10^{-2} n + 157 \quad (16)$$

Тяговая сила на этом участке на IV передаче:

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_k \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}{r_d} \cdot K_m = \frac{M_e \cdot 1,031 \cdot 4,412 \cdot 0,92}{0,295} \cdot 0,9835 =$$

$$= M_e \cdot 13,95 = 1,372 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 - 0,535n + 2154. \quad (17)$$

Связь частоты вращения коленвала с линейной скоростью в контакте колеса с роликами в м/с:

$$n_{eng} = 9,55 \frac{v \cdot i_k \cdot i_0}{r_d} = 9,55 \frac{v \cdot 1,031 \cdot 4,412}{0,295} \approx 147v. \quad (18)$$

Зависимость тяговой силы от скорости:

$$P_k = 2,975 \cdot v^2 - 78,8 \cdot v + 2154. \quad (19)$$

Зависимость силы суммарных сопротивлений вращению колес и роликов стэнда от скорости (наш замер):

$$P_\Sigma = 0,460 \cdot v^2 - 8,98 \cdot v + 404. \quad (20)$$

Разгоняющая сила:

$$P_p = P_k - P_\Sigma - P_n = 2,515 \cdot v^2 - 69,8 \cdot v + 1150. \quad (21)$$

Уравнение разгона системы с приведенной массой  $m_{пр.с} = 289,3$  кг:

$$\frac{dv}{dt} = j_a = 8,693 \cdot 10^{-3} \cdot v^2 - 2 \cdot 0,1206 \cdot v + 5,06. \quad (22)$$

Здесь  $\Delta > 0$ , и решение по формуле (4) дало значение времени разгона от 50 до 70 км/ч 1,6009506 с. Результаты расчета численным методом показаны в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчета времени разгона от 50 до 70 км/ч численным методом с разным шагом приращения скорости

Шаг, км/ч	Время от 50 до 70 км/ч	Абсолютная погрешность расчета $\Delta t$ , с	Относительная погрешность расчета $\varepsilon$ , %
По решению дифференциального уравнения	<b>1,600951</b>	0	0
1	1,600897	-0,00005	-0,0034
2	1,600734	-0,00022	-0,0135
5	1,599599	-0,00135	-0,0844
10	1,595568	<b>-0,00538</b>	-0,3362

Попытка применить в этом примере общую аппроксимацию кривой момента полиномом 4-ой степени (рис. 3) дала явно ошибочный результат 2,2 с.

В обоих примерах ускорение описывалось полиномом второй степени. Если же анализировать более сложные случаи, с полиномами четвертой-шестой степеней, решение в общем виде будет громоздким, неудобным для пользования, и численный метод окажется единственным рациональным.

### Выводы

Численный метод может дать пренебрежимо малую ошибку даже при достаточно грубом разбиении диапазона на интервалы.

Ошибка, вызванная обобщенной аппроксимацией, может быть чрезмерно велика, поэтому лучше использовать кусочную аппроксимацию.



### Список використаних джерел

1. Украинский автопарк начал стареть и ржаветь / MIGnews.com.ua 30.10.2012 // 11:57 / [Электронный ресурс] / Режим доступа к статье: <http://mignews.com.ua/ru/articles/123698.html>
2. Белогуров Е.А. Динамические методы диагностирования автомобиля в дорожных условиях: автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук : спец. 05.22.20 «Эксплуатация и ремонт средств транспорта» / Е.А. Белогуров. – Харьков, 2011. – 23 с.
3. Зимелев Г.В. Теория автомобиля / Зимелев Г.В. – М. : Маш. изд., 1959. – 312 с.
4. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗов / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – [13-е изд. испр.]. – М. : Наука. – 1986. – 720 с.
5. Rototest Research Institute. Powertrain Performance Graphs. [Электронный ресурс] Доступ к статье: <http://www.rri.se/index.php?DN=29/performancegraphs>
6. Цыпленков Я. Эпоха перемен / Я. Цыпленков, Л. Голованов // Авторевю. – 2007. – № 8 (379)
7. Рабинович Э.Х. Оценка коэффициентов сопротивлений движению автомобиля по пути выбега / Рабинович Э.Х., Волков В.П., Белогуров Е.А. // Український метрологічний журнал. – 2010. – № 4. – С.47-52.
8. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний : ГОСТ 22576-90. – [Дата введения 1992-01-01]. – М. : Издательство стандартов. – 1991. – 16 с.
9. Иванов С.Н. Аппроксимирующие зависимости для определения моментов инерции / Иванов С.Н., Баженов П.И. // Автомобильная промышленность. – 1992. – № 10. – С. 19-20.
10. Automobile drag coefficient. Wikipedia / [Электронный ресурс] / Режим доступа к статье : [http://en.wikipedia.org/wiki/Automobile\\_drag\\_coefficient](http://en.wikipedia.org/wiki/Automobile_drag_coefficient)
11. Рабинович Э.Х. Определение сопротивлений движению автомобиля методом однократного выбега / Рабинович Э.Х., Кемалов З.Э., Сосновыи А.В. // Автомобильный транспорт : сб. науч. трудов. — Харьков : ХНАДУ. – 2008. – Вып. 22.– С. 46-48.
12. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса / Раймпель Й. М. : Машиностроение, 1986. – 320 с.
13. Информация о двигателях, применяемых в Hyundai i30 / [Электронный ресурс] / Режим доступа к статье : <http://www.i30info.ru/info/engine.html>

### Анотація

#### **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ЧАСУ РОЗГОНУ АВТОМОБІЛЯ**

**Зибцев Юрій Васильович**

*Загальноприйнята методика розрахунку невстановлених режимів руху автомобіля була створена в середині ХХ століття і виходила з тодішнього уявлення про середній рівень автомобільної техніки, зокрема, про параболічної кривої крутного моменту двигуна і механічною КПП з ручним керуванням, і ряду припущень (наприклад, про постійні значеннях коефіцієнта опору коченню  $C_{rr}$  в допустимих межах швидкості автомобіля, ККД трансмісії, коефіцієнті аеродинамічного опору  $C_d$ . Однак сьогодні конструкції і характеристики двигателів, трансмісії, підвіски, шин пішли далеко від тодішніх уявлень, а завтра, з масовим переходом на гібридні та електромобілі підуть ще далі. Це змушує відповідно змінювати математичні моделі об'єктів. Загальна комп'ютеризація змінює підхід до розрахунків, зокрема, дозволяє*

уникнути графо-аналітичних методик до чисельних. У цій статті показано, що криву моменту слід моделювати методами кусочної апроксимації, а інші показники в міру необхідності представляти не постійними значеннями, а будь-якими відомим і залежностями. Це настільки змінює опис руху, що змушує відмовлятися від спроб аналітичного рішення і переходити до чисельних методів. На прикладах розрахунку розгону автомобіля Honda Civic на дорозі і Hyundai i30 на динамометрі шасі показано, що поєднанням кусочної апроксимації поліномами 3-4 ступеня та чисельних методів можна отримати потрібну точність результатів навіть при досить помірною дискретизації опису процесу: числовий розрахунок при кроці швидкості 10 км / ч дає відносну похибку менше 0,5%, при кроці 5 км / год - менше 0,1%, а при кроці 0,5 км / год - менше 0,001%. Такі методики зрозумілі і доступні розраховувачів середньої кваліфікації і легко реалізуються навіть на побутових ПК.

**Ключові слова:** автомобіль, розгін, розрахунок, чисельні методи, дискретизація, крок, Honda Civic, Hyundai i30

## Abstract

### EXPERIMENTAL EVALUATION METHODS OF CALCULATING THE ACCELERATION TIME OF THE CAR

Zybtsev Yuri Vasilievich

The generally accepted method of calculating the unsteady motion modes of a car was created in the middle of the 20th century and proceeded from the then idea of the average level of automotive technology, in particular, the parabolic curve of engine torque and manual transmission, and a number of assumptions (for example, constant values of rolling resistance  $C_{rr}$  within the allowable limits of vehicle speed, transmission efficiency, aerodynamic drag coefficient  $C_d$ ). However, today the designs and characteristics of the engine, transmission, suspension, tires have gone far from the then ideas, and tomorrow, with a massive transition to hybrid and electric vehicles will go even further. This forces to change the mathematical models of objects accordingly. Universal computerization changes the approach to calculations, in particular, allows us to move away from graph-analytical techniques to numerical ones. This article shows that the torque curve should be modeled using piecewise approximation methods, and other indicators, as necessary, should not be represented by constant values, but by any known dependencies. This changes the description of the movement so much that it forces us to abandon the attempts of an analytical solution and move on to numerical methods. Using examples of calculating the speeding-up of a Honda Civic on the road and the Hyundai i30 on a chassis dynamometer, it is shown that a combination of piecewise approximations of 3–4 degrees polynomials and numerical methods can produce the required accuracy of the results even with a fairly moderate discretization of the process description: numerical calculation at a speed step of 10 km / h gives a relative error of less than 0.5%, with a step of 5 km / h less than 0.1%, and with a step of 0.5 km / h less than 0.001%. Such techniques are comprehensible and accessible to calculators of mean qualification and easily implemented even on household PCs.

**Keywords:** car, acceleration, calculation, numerical methods, discretization, step, Honda Civic, Hyundai i30