



УДК 629.114.026

## ОЦЕНКА ДИНАМИЧНОСТИ КОЛЕСНЫХ МАШИН И ИХ ТРАНСМИССИЙ ПО КРИТЕРИЮ «МАКСИМАЛЬНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ»

Д-р техн. наук Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ, Е.А. ВЕРЕТЕННИКОВ  
Харьковский ПИ (+ 38-057-700-15-64)

*Предложен подход, дающий возможность исследователю проводить в автоматизированном режиме сравнительный анализ динамических качеств транспортного средства в целом и качества его трансмиссии в частности. Дан анализ динамических качеств полноприводных автомобилей КраЗ, КамАЗ и Урал.*

**Ключевые слова:** колесные и гусеничные машины, трансмиссия, динамика, разгон, критерий качества.

**Volontsevich D.O., Veretennikov E.A.**  
**ESTIMATION OF WHEEL CARS DYNAMISM AND ESTIMATION  
OF THEIR TRANSMISSIONS BY CRITERION «MAXIMUM USE  
OF AN ENGINE POWER»**

*The approach which is giving the chance to the researcher to carry out in the automatic regime the comparative analysis of dynamic qualities of transport facilities as a whole and quality of its transmission in particular is offered. The analysis of dynamic qualities of all-wheel-drive vehicles KrAZ, KamAZ and Ural is given.*

**Keywords:** wheel and caterpillar traction vehicles, transmission, dynamics, acceleration, a criterion of performance.

При проектировании новых или выборе лучшего образца из имеющихся в наличии колесных и гусеничных машин любого назначения всегда возникает вопрос сравнительной оценки показателей их динамичности. Это особенно важно для автомобилей спортивного класса и АТС военного назначения, где параметры динамичности имеют более высокий, чем топливная экономичность и экологичность, приоритет. Не менее важна и вторая проблема, поставленная в заглавии статьи: известно, что далеко не каждая машина, оснащенная мощным двигателем, способна, из-за особенностей структуры и параметров своей трансмиссии, во всем диапазоне скоростей движения реализовывать всю мощность в виде силы тяги.

Для решения названных проблем в теории автомобиля обычно предлагается использовать такие показатели, как динамический фактор и удельная сила тяги, время и путь разгона до заданной скорости или график достижимых ускорений [1—3]. Однако ни один из них нельзя назвать достаточно универсальным и удобным для применения в процессе автоматизированного анализа показателей (например, на этапе оптимизационных расчетов). Дело в том, что и динамический фактор, и удельная сила тяги могут сравниваться только при заданной скорости движения и выбранной передаче, время и путь разгона до заданной скорости пред-

полагают задание условий движения, а для построения графика достижимых ускорений необходимы задания и того, и другого.

Все это довольно сложно и требует больших затрат времени и труда. Поэтому авторы статьи поставили перед собой цель: найти такие формализованные показатели (критерии) для оценки динамических качеств АТС и степени совершенства его трансмиссии с точки зрения использования мощности двигателя, которые были бы удобны при параметрической оптимизации агрегатов трансмиссий. И это им вполне удалось.

Чтобы убедиться, рассмотрим использование классических и предлагаемых авторами показателей для полноприводных автомобилей многоцелевого назначения, основные характеристики которых приведены в таблице, а зависимости их динамического фактора  $D$  на высшей ступени в раздаточной коробке от скорости движения — на рис. 1 (кривые 2, 3, 4).

При классическом подходе к определению времени  $t$  и пути  $S$  разгона до заданной скорости для каждой скорости движения автомобиля вычисляется, как из-

Характеристика	Модель автомобиля 6×6		
	КраЗ-63221	КамАЗ-43118	«Урал-4320-31»
Габаритные размеры, мм:			
длина	8905	8535	7588
высота	3090	3345	2805
ширина	2720	2500	2500
Масса полная, кг	23 000	20 750	15 205
Мощность брутто, кВт/л.с., (при мин <sup>-1</sup> )	243/330 (2100)	191/260 (2200)	176/240 (2100)
Максимальные:			
крутящий момент брутто, Н·м (при мин <sup>-1</sup> )	1274 (1100—1300)	1079 (1200—1400)	883 (1250—1450)
скорость, км/ч	80	80	90 (85)
Передаточные числа:			
коробки передач	7,73; 5,52; 3,94; 2,8; 1,96; 1,39; 1,00; 0,71; 3X — 11,79; 2,99	7,82; 6,38/4,03; 3,29/2,50; 2,04/1,53; 1,25/1,0; 0,815; 3X — 7,38; 6,02	5,22; 2,90; 1,52; 1,0; 0,66; 3X — 5,22
раздаточной коробки главной передачи	1,31; 0,95 8,173	1,692; 0,917 5,94 или 6,53	2,15; 1,3 6,7 или 7,32
Радиус ведущего колеса, м	0,595 (0,625)	0,59	0,585

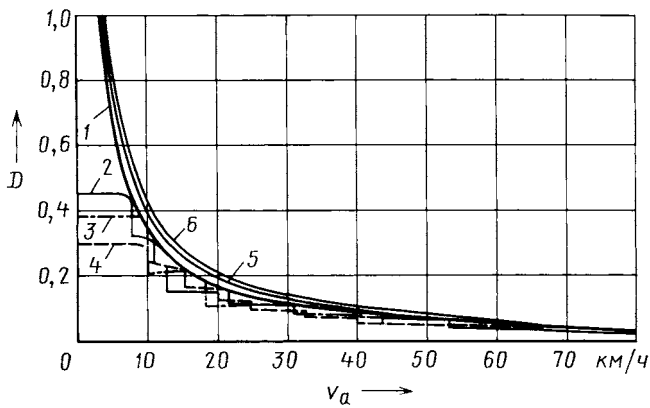


Рис. 1. Зависимость динамического фактора на высшей ступени в раздаточной коробке от скорости разгона, модели автомобиля и варианта его трансмиссии:

1 — КамАЗ-43118, трансмиссия идеальная; 2 — КрАЗ-63221, трансмиссия классическая; 3 — «Урал-4320-11», трансмиссия классическая; 4 — КамАЗ-43118, трансмиссия классическая; 5 — «Урал-4320-11», трансмиссия идеальная; 6 — КрАЗ-43221, трансмиссия идеальная

вестно, разница между динамическим фактором  $D$  и суммарным коэффициентом  $f_0$  сопротивления движению. Затем по формуле  $\ddot{x} = \frac{g}{\delta}(D - f_0)$  находится потенциально возможное максимальное ускорение  $\ddot{x}$ .

(В этой формуле  $g$  — ускорение свободного падения;  $\delta$  — коэффициент приведения вращающихся масс.) Тогда приращение  $\Delta t$  времени при переходе из  $j$ -й точки со скоростью  $v_{l,j}$  в  $(j + 1)$ -ю на скорости  $v_{l,j+1}$  и  $l$ -й передаче дает формула  $\Delta t = \frac{(v_{l,j+1} - v_{l,j})(\delta_{l,j+1} + \delta_{l,j})}{g(D_{l,j+1} + D_{l,j} - 2f_0)}$ . А уже

зная в каждой точке скорость движения и  $\Delta t$ , определяется путь, проходимый АТС за время достижения заданной скорости.

Однако все эти вычисления можно выполнить, только предварительно задавшись условиями движения (значением  $f_0$ ), что не позволяет или сильно затрудняет получение полной информации об абсолютной или относительной динамичности АТС во всем спектре скоростей и дорожных условий.

Для решения этой проблемы авторы предлагают от графика  $D = f(v_a)$  классического динамического фактора перейти к графику интегрального динамического фактора  $D_s$ , который выражается формулой  $D_s = \int_0^{v_{max}} D dv_a$

и фактически представляет собой площадь под кривой  $D = f(v_a)$  и характеризует динамические возможности АТС при разгоне с места до любой текущей скорости  $v_a$ . При этом в процессе сравнения динамических характеристик различных АТС может получиться, что на разных участках скоростной характеристики они могут иметь лучшие или худшие сравнительные показатели.

Графики интегрального динамического фактора для высшей ступени раздаточной коробки рассматриваемых автомобилей приведены на рис. 2 (кривые 1, 2, 3).

С помощью  $D_s$  можно оценивать динамические возможности АТС как с полной нагрузкой, так и с частичной, как на нормальном, так и на замедленном ряду в раздаточной коробке. Причем независимо от условий движения. И, самое главное — в автоматизированном режиме, используя при оптимизации параметров или структуры трансмиссии этот параметр в качестве одной из целевых функций.

Для оценки уровня совершенства по критерию максимального использования мощности двигателя собственно трансмиссии, а не АТС в целом, необходимо построить графики классического и интегрального динамического факторов при условии, что вместо штатной трансмиссии на нем будет установлен идеальный трансформатор крутящего момента, под которым понимается условное устройство, способное преобразовывать крутящий момент  $M_i$  бесступенчато и без потерь мощности  $N_e$  двигателя в соответствии с уравнением  $M_i = N_e / \omega$ .

Для однозначного определения крутящего момента и динамического фактора при малых значениях  $\omega$  для всех  $D_i > 1$  принимаем  $D_i = 1$  (кривые 1, 5, 6 на рис. 1) и строим графики интегрального динамического фактора для приведенных в таблице автомобилей, «оснастив» их идеальной трансмиссией (кривые 4, 5, 6 на рис. 2).

Имея такие численные данные по степени приближения рассматриваемых реальных трансмиссий к соответствующим идеальным при разгоне каждого автомобиля с места до любой достижимой скорости, получаем возможность проанализировать качество собственно трансмиссии по числу ее передач, закону разбивки передаточных чисел, потерям. Причем независимо от показателей мощности и грузоподъемности АТС.

Так, чтобы получить коэффициент  $K_{к.тр.i}$  качества трансмиссии автомобиля по критерию использования мощности его двигателя в процессе разгона, достаточно во всем диапазоне (от  $v_a = 0$  до  $v_a = v_{a,max}$ ) скоростей разделить текущее значение его интегрального динамического фактора при реальной трансмиссии ( $D_s$ )

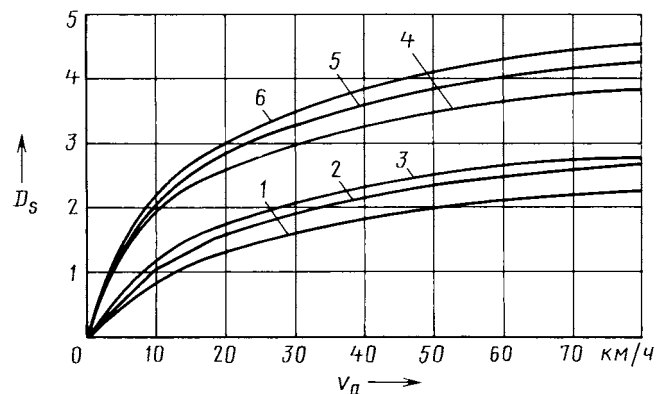


Рис. 2. Зависимость интегрального динамического фактора на высшей ступени в раздаточной коробке от скорости разгона, модели автомобиля и варианта его трансмиссии:

1 — КамАЗ-43118, трансмиссия классическая; 2 — Урал-4320-11, трансмиссия классическая; 3 — КрАЗ-63221, трансмиссия классическая; 4 — КамАЗ-43118, трансмиссия идеальная; 5 — КрАЗ-63221, трансмиссия идеальная; 6 — Урал-4320-11, трансмиссия идеальная

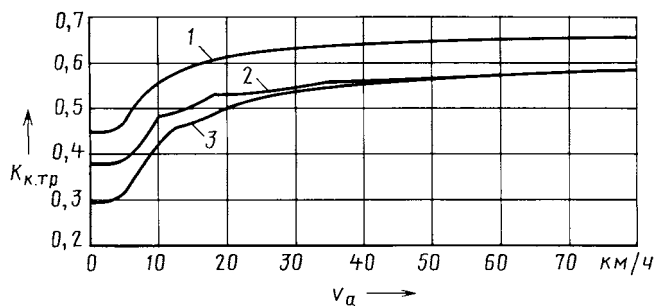


Рис. 3. Зависимость коэффициента качества трансмиссии по критерию использования мощности двигателя от скорости разгона автомобиля и его модели:

1 — КрАЗ-63221; 2 — Урал-4320-11; 3 — КамАЗ-43118

на значение его интегрального динамического фактора с идеальной трансмиссией ( $D_{S_{ид.тр.i}}$ ), т. е. восполь-

зоваться формулой  $K_{к.тр.i} = \frac{D_{Si}}{D_{S_{ид.тр.i}}}$ .

Результаты таких расчетов для рассматриваемых АТС приведены на рис. 3.

Предлагаемые авторами критерии, интегральный динамический фактор и коэффициент качества трансмиссии по критерию использования мощности двигателя в процессе разгона, позволяют одинаково легко работать с любыми видами механических ступенчатых и бесступенчатых, гидрообъемно-механических, гидродинамических и электромеханических трансмиссий в любых сочетаниях.

Но при их использовании нужно помнить следующее.

1. При анализе степени совершенства трансмиссии по критерию использования мощности двигателя в процессе разгона полученный результат связан с типом установленного на автомобиль двигателя и видом его внешней характеристики (но не с его мощностью). То есть хорошая механическая ступенчатая трансмиссия для

карбюраторного двигателя может оказаться вообще непригодной для сочетания, например, с двухтактным дизелем.

2. При анализе механических ступенчатых трансмиссий с «оторванными» передачами, которые не задействуют при разгоне, эти передачи не должны учитываться при вычислении интегрального динамического фактора для скоростей, предполагающих применение разгонных передач.

3. Увеличение числа передач в механической ступенчатой коробке улучшает динамические показатели автомобиля далеко не всегда. В частности, расчеты показали, что на скоростях до 40 км/ч даже пятиступенчатая коробка передач автомобиля «Урал-4320» использует мощность своего двигателя лучше, чем 10-ступенчатая автомобиля КамАЗ-43118, а ярославская восьмиступенчатая коробка автомобиля КрАЗ-63221 превосходит 10-ступенчатую коробку КамАЗ-43118 во всем диапазоне скоростей.

В заключение следует отметить, что критерий использования мощности двигателя в процессе разгона для большинства АТС может быть совсем не приоритетным и, конечно, не единственным при проектировании трансмиссии. Поэтому в процессе параметрической оптимизации его, наряду с другими критериями, необходимо учитывать с применением соответствующих весовых коэффициентов. Однако для спортивных автомобилей, а также колесных и гусеничных машин военного назначения именно его целесообразно считать приоритетным.

#### Литература

1. Методика расчета тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования: Учебное пособие // Д.Е. Вохминов, В.В. Коновалов, В.В. Москвитин и др. — М.: МГТУ «МАМИ», 2000. — 43 с.
2. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
3. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. — М.: Машиностроение, 1975. — 448 с.

УДК 621.436.038

## УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЯ

Д-р техн. наук В.А. МАРКОВ, А.В. СТРЕМЯКОВ,  
канд. техн. наук Е.Ф. ПОЗДНЯКОВ

МГТУ имени Н.Э. Баумана (8.499. 263-68-38), НЗТА

Предложены конструкции иглы распылителя, обеспечивающие улучшение качества процессов распыливания топлива и смесеобразования. Приведены результаты экспериментальных исследований дизеля типа Д-245.12С, оснащенного форсунками с серийными и опытными распылителями. Показана возможность значительного улучшения показателей токсичности отработавших газов и топливной экономичности дизеля при его оснащении опытными распылителями.

**Ключевые слова:** дизель, форсунка, распылитель, распыливание топлива, смесеобразование.

Markov V.A., Stremyakov A.V., Pozdniakov E.F.  
IMPROVEMENT OF INJECTOR SPRAYERES DESIGN IN DIESEL ENGINE

Sprayer needle constructions ensuring improved spraying and mixing processes are suggested. The results of the experimental research on diesel engine D-245.12C equipped with standard and test injectors are presented. The potential of significant improvement of exhaust toxicity and fuel efficiency diesel engine characteristics when using test injectors is demonstrated.

**Keywords:** diesel engine, injector, sprayer, spraying, mixture forming.

Распылитель форсунки — один из основных элементов системы топливоподачи дизеля: он формирует струи топлива требуемых геометрических размеров, структуру факела и мелкость распыливания; от него же зависит согласованность характеристик струи с формой камеры сгорания, т. е. равномерность распределения топлива по объему камеры сгорания. Причем многие исследователи доказали (см. например, [1, 2]), что для обеспечения высокого качества распыливания топлива и последующего смесеобразования желательнее обеспечить высокую турбулизацию потока именно в проточной части распылителя, особенно на выходе из распыливающих отверстий. В этом случае происходит очень быстрый распад струи в камере сгорания, что улучшает показатели распыливания и смесеобразования. И наилучший способ турбулизации потока топлива в проточной части распылителя — создание дополнительных гидравлических сопротивлений на игле распылителя или в распыливающих отверстиях форсунки.

Реализуется данная идея самыми различными способами — повышением шероховатости распыливаю-