

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТРАНСПОРТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В.Р. Гальговский, д.т.н., проф; Д.С. Мокроусов, главный специалист
ИКЦ ОАО «Автодизель» (Ярославский моторный завод);
Н.Д. Чайнов, д.т.н., профессор,
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Предложена новая форма уравнения мощности поршневых двигателей, удобная для анализа совершенства их энергетических показателей и конструкции. Рассмотрены тенденции развития транспортных двигателей различного назначения, форсированных по среднему эффективному давлению и средней скорости поршня. Приведены достигнутые уровни энергетических показателей современных четырехтактных транспортных двигателей и тенденции их развития.

Четырехтактные поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) получили наибольшее развитие и применение прежде всего в качестве транспортных двигателей. По назначению они разделяются на судовые, тепловозные, тяжелые и легкие автомобильные, тракторные и мотоциклетные; по принципам смесеобразования—сгорания — в основном на дизельные и бензиновые. За многие годы развития каждая из сформированных групп ДВС приобрела свои специфические особенности. Основные показатели двигателей, такие как топливная экономичность, ресурс и уровень выбросов вредных веществ находятся в прямой зависимости от особенностей их конструкции, формирования рабочих режимов, определяемых их назначением, способа организации рабочего процесса. Поэтому для анализа тенденций развития представляет интерес сравнение достигнутого уровня энергетических показателей этих групп моторов. Выполнить анализ на основе традиционного уравнения мощности

$$P_e = f(p_e, V_h, n) \quad (1)$$

не представляется возможным, так как оно не содержит в явном виде наиболее значимых для анализа величин. Другие формы уравнения мощности в своей основе известны [1], но развития не получили.

Наиболее удобным для анализа энергетических показателей ДВС рассмотренных назначений может служить уравнение мощности

$$P_e = 1,962 \cdot 10^{-3} \cdot D^2 \cdot i \cdot k_{pc}, \quad (2)$$

где P_e — эффективная мощность, кВт; D — диаметр цилиндра, см; i — число цилиндров; комплекс $k_{pc} = p_e \cdot c_n$, бар·м·с⁻¹.

В этом уравнении (за исключением D и i) содержатся два основных энергетических показателя: p_e — среднее эффективное давление, бар, и c_n — средняя скорость поршня, м·с⁻¹, которые в равной мере определяют величину мощности двигателя и уровень его энергетической форсировки. Но вместе с тем физически они различны хотя и оказывают влияние друг на друга.

Значение $p_e = p_f \cdot \eta_m$ зависит от среднего индикаторного давления, определяемого способом и качеством организации процесса сгорания в двигателе, и механического КПД. На каждый из них в свою очередь оказывает влияние средняя скорость поршня вследствие изменения времени цикла, соотношения топлива и воздуха, тепловых потерь в систему охлаждения и с отработавшими газами (ОГ) и др. При увеличении средней скорости поршня возрастают внутренние потери в двигателе, характеризующиеся величиной давления $p_{в.п} = f(c_n)$, снижающие механический (η_m) и эффективный (η_e) КПД. Одновременно увеличиваются нагрузки в деталях от сил инерции, возрастает уровень вибраций, шума и износ. Поэтому целевое использование средней скорости поршня в качестве параметра для увеличения мощности связано с необходимостью применения в двигателе комплекса соответствующих, прежде всего, прочностных конструкторско-технологических решений.

Значение средней скорости поршня (c_n) определяет в равной и обратной мере выбор частоты вращения коленчатого вала (n), параметры топливной аппаратуры (ТА), турбокомпрессора (ТК) и характеристики других систем и агрегатов, а также влияет на продолжительность процесса сгорания ($\varphi_{x_{max}}$). Значение хода поршня (S), с ростом которого увеличивается рабочий объем цилиндра (V_m), соответственно увеличивает массу и габаритные размеры двигателя, а также отношение $\bar{S} = S/D$. При увеличении \bar{S} увеличивается относительный объем камеры сгорания $V_{к.с}$ и одновременно уменьшаются относительные поверхности теплообмена $\bar{F}_{к.с}$, $\bar{F}_{т.о}$ формирующие более компактную камеру сгорания, что ведет к сокращению продолжительности сгорания и снижению потерь теплоты в систему охлаждения и с отработавшими газами, а также к увеличе-

нию индикаторного КПД всех режимов работы двигателя [2–4]. Однако при этом увеличиваются значения средней скорости поршня (c_n) и давления, характеризующего внутренние потери ($p_{в.п}$).

В диапазоне c_n от 4,5 до 7,5 м/с рабочий процесс двигателя характеризуется малыми приращениями внутренних потерь ($p_{в.п}$), следствием чего является увеличение эффективного КПД (η_e) особенно при $p_e \geq 8$ бар. Однако уже при $c_n > 7,5$ м/с механический КПД (η_m) снижается более интенсивно, чем возрастает индикаторный КПД (η_i), что ведет к ухудшению топливной экономичности транспортного двигателя в области высоких значений c_n . В общем случае при любых постоянных значениях средней скорости поршня ($c_{ni} = \text{const}$) и снижении нагрузки ситуация аналогична: определенному увеличению индикаторного КПД (η_i) (или снижению индикаторного удельного расхода топлива b_i) сопутствует все более значительное снижение механического КПД (η_m) и ухудшение топливной экономичности двигателя. Поэтому альтернативным решением для улучшения энергетических характеристик может быть уменьшение внутренних потерь $p_{в.п} = f(c_n)$ за счет оптимизации \bar{S} .

Задача оптимизации отношения $\bar{S}_{\text{опт}} = S/D$ в транспортном двигателе с учетом специфики организации рабочих процессов для достижения максимального значения эффективного КПД ($\eta_{e \text{ max}}$) в области рабочих режимов двигателя имеет несколько возможных вариантов решения. При этом во всех случаях $\bar{S}_{\text{опт}}$ увеличивается

при увеличении p_e и уменьшении c_n (рис. 1, а). Выбор оптимального значения \bar{S} для двигателя определяется на основе компромисса для совокупного увеличения $p_e = p_r \eta_m$ в области наиболее значимых режимов работы (рис. 1, б). При этом двигатель, предназначенный для работы в зоне высоких значений c_n , должен быть в значительной степени короткоходным и чем выше требования к двигателю по топливной экономичности (особенно эксплуатационной), тем в большей степени он должен быть ограничен по средней скорости поршня (c_n) и форсирован по среднему эффективному давлению (p_e). Следовательно, этим требованиям соответствует более высокие значения \bar{S} .

При выборе отношения \bar{S} целесообразно учитывать также режимы работы двигателя с неполной нагрузкой, доля которых в эксплуатационных режимах (в «ездовом цикле») достаточно велика и для автомобильного двигателя, в частности, превышает 65 % [6]. Это необходимо для совершенствования как эксплуатационной топливной экономичности транспортного средства (см. рис. 1, б), так и снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

Удельные выбросы вредных веществ с отработавшими газами при работе на фиксированном режиме можно описать уравнением [7]

$$e_{в.в} = M_{в.в}/P_e = k \cdot c_{в.в} (1 + \alpha \cdot L_0) b_e, \quad (3)$$

где $M_{в.в}$ и $c_{в.в}$ — массовый выброс и концентрация вредных веществ в отработавших газах; b_e — эффективный удельный расход топлива; α — коэффициент избытка воздуха; L_0 — стехиометрическое соотношение; k — коэффициент размерности, характеризующий массу конкретного вредного вещества в составе отработавших газов. [6].

Из уравнения (3) следует, что для выполнения поэтапных нормативных ограничений выбросов по требованиям ЕЭК ООН транспортный двигатель должен быть:

➤ **высокофорсированным** за счет наддува и охлаждения наддувочного воздуха, применения топливной аппаратуры с высоким давлением впрыска ($p_{ф\text{max}}$) и внедрением ряда других специальных мероприятий (при этом снижение $M_{в.в}$ и $c_{в.в}$ в существенной степени ниже, чем возможности для увеличения форсировки двигателя, за счет которой можно обеспечить снижение удельных выбросов вредных веществ ($e_{в.в}$) более простыми техническими решениями [7]);

➤ **высокоэкономичным**, предполагающим организацию процесса сгорания при повышенной степени сжатия (ϵ) как фактора интенсификации процесса сгорания и меньших значениях α (в этих условиях углеродсодержащие токсичные ком-

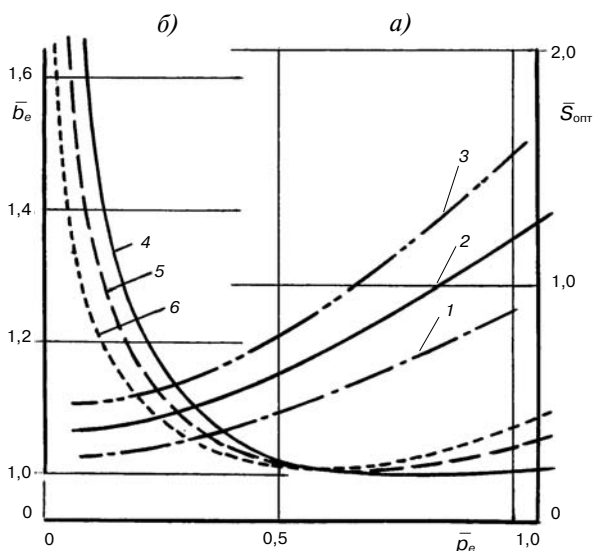


Рис. 1. Диаграмма для выбора оптимальных параметров автомобильного дизеля:

а) $\bar{S}_{\text{опт}} = f(\bar{p}_e, c_n)$, 1, 2, 3 — $c_n = 11,5; 8,0; 5,0$ м/с и $\bar{p}_e = 1,0$ (20 бар); б) $b_e = f(\bar{p}_e, \bar{S})$ при $n_i = \text{const}$ (в области $c_n \approx 6,5 \dots 8,0$ м/с), 4, 5, 6 — $\bar{S} = 1,26; 1,0; 0,8$ и $b_{e \text{ min}} = 1,0$ (190 г/кВт·ч)

поненты и сажа догорают в значительной степени в момент их образования, а снижение концентрации оксидов азота достигается за счет поздних углов опережения впрыска топлива);

➤ **управляемым** микропроцессорной системой для обеспечения оптимальных значений рабочих параметров и экологических показателей на всех режимах работы, а также для диагностики систем транспортного двигателя в условиях эксплуатации.

Тенденции поэтапного снижения выбросов по требованиям ЕЭК ООН послужили причиной создания ведущими фирмами-производителями большого числа двигателей нового поколения всех назначений с использованием новых принципов формирования элементов конструкции, рабочих процессов и энергетических показателей.

Из уравнения для относительной литровой мощности двигателя

$$\bar{P}_{e.l} = 2,5 k_{pc} / \bar{S} \cdot D, \quad (4)$$

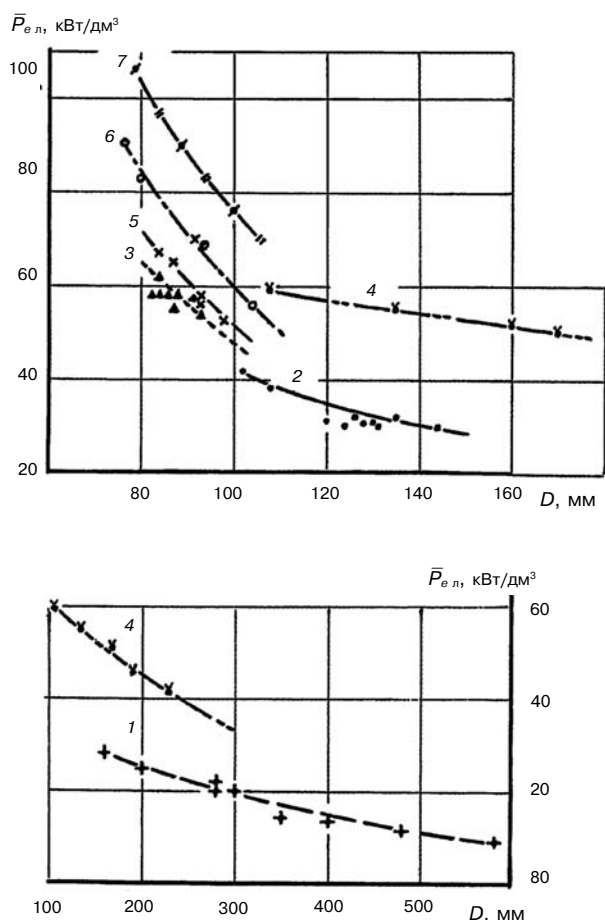


Рис. 2. Достигнутые значения литровой мощности (в функции D) серийных двигателей различного назначения:

дизельные: 1 — судовые и тепловозные; 2 — тяжелые автомобильные; 3 — легковые автомобильные; 4 — двигатели двойного назначения; бензиновые двигатели: 5 — без ТН; 6 — с ТН; 7 — мотоциклетные двигатели

выражаемой в кВт/дм³, следует что при одинаковом уровне форсирования транспортного двигателя (т. е. при $k_{pc} = \text{const}$) и достаточно ограниченном диапазоне изменения \bar{S} , определяющую роль на значение $\bar{P}_{e.l}$ оказывает диаметр цилиндра D (рис. 2), что делает этот параметр характерным для двигателей определенного назначения.

С увеличением диаметра цилиндра D уменьшаются относительные поверхности теплообмена $\bar{F}_{к.с}$ и $\bar{F}_{т.о.}$, способствующие снижению потерь теплоты в систему охлаждения и с отработавшими газами и повышению средних температур цикла [3]. Поэтому двигатели с большим диаметром цилиндра обычно характеризуются более высокими значениями среднего эффективного давления (p_e) и эффективного КПД (η_e) [3, 4]. Но вместе с этим значительно увеличиваются:

- интенсивность тепловых потоков в стенки камеры сгорания (в поршень, головку и стенки цилиндра) [4], что вызывает необходимость тепловой защиты этих деталей;
- образование оксидов азота вследствие увеличения продолжительности высокотемпературной стадии цикла при снижении частоты вращения коленчатого вала, что находит подтверждение в сопоставлении нормативных значений выбросов NO_x для различных групп транспортных двигателей;
- механические нагрузки на силовые детали камеры сгорания и кривошипношатунного механизма от давления газов на детали движения от неуравновешенных сил и моментов инерции;
- инерционные нагрузки, препятствующие увеличению средней скорости поршня (c_n), и др.

По этой причине увеличение энергетических показателей транспортных двигателей с увеличенным диаметром цилиндра (особенно судового, железнодорожного и двойного назначения) усложняет решение проблемы формирования элементов конструкции для достижения необходимой надежности и ресурса.

Приведенный выше анализ характеризует, в основном, возможности совершенствования энергетических показателей дизельных двигателей. Двигатели, работающие на бензине, имеют в этом отношении определенные отличия, связанные с особенностями организации процесса сгорания и физическими свойствами топлива.

На рис. 3 приведены характерные значения (диапазоны) энергетических показателей двигателей различного назначения, достигнутые в мировом серийном производстве в период с 2004 по 2008 гг., и соответствующие действующим на этот период экологическим нормативам ЕЭК ООН (в частности — Tier-1/-2, Euro-3/-4, ...), и значения их энергетических констант k_{pc} . На

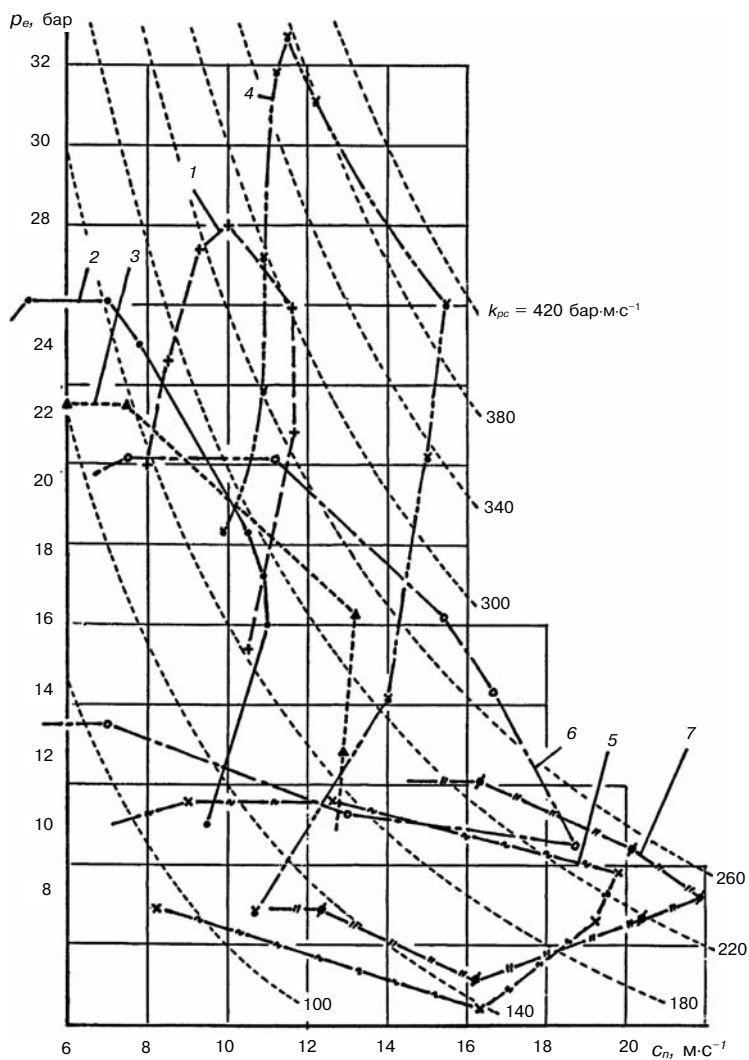


Рис. 3. Характерные области энергетических показателей серийных ТД по назначениям:

1 — судовые и тепловозные; 2 — тяжелые автомобильные и тракторные; 3 — дизельные легковых автомобилей; 4 — дизельные двигатели двойного назначения; 5 — бензиновые легковых автомобилей без ТН; 6 — бензиновые легковых автомобилей с ТН; 7 — бензиновые для мотоциклов

диаграмме представлены дизельные двигатели: судового и железнодорожного назначения с $D > 150$ мм — область 1; для тяжелых автомобилей и тракторов с $D = 100-145$ мм — область 2; для легковых автомобилей с $D = 70-88$ мм — область 3; двигатели двойного назначения с $D = 107-265$ мм — область 4.

Здесь же представлены двигатели, работающие на бензине: для легковых автомобилей: без турбонаддува (использующие, в основном, динамический наддув) с $D = 73,4-98$ мм — область 5; двигатели с газотурбинным наддувом с $D = 76,5-104$ мм — область 6; двигатели для мотоциклов с $D = 70,5-101$ мм — область 7. Границы каждой области ($p_{e \max}$, $c_{n \max}$, $k_{pc \max}$), обозначенные характерными кривыми и точками, соответствуют достигнутому энергетическому

уровню показателей конкретных серийных транспортных двигателей по назначениям.

Приведенная диаграмма дает возможность оценить направления формирования элементов конструкции традиционных двигателей различного назначения. В частности, тяжелые дизельные моторы с большим диаметром цилиндра форсируются в большей степени по среднему эффективному давлению p_e , а легкие (бензиновые) с малыми D по средней скорости поршня c_n . В то же время новые требования потребителей способствовали формированию относительно новых и перспективных групп моторов с существенно различными диаметрами цилиндров (от $D \approx 265$ до 109 мм) одновременно форсированных по p_e и c_n , получившие название двигателей «двойного назначения». Энергетические показатели этой группы дизельных двигателей достигают значений $k_{pc} \approx 380-400$ бар·м·с⁻¹. Сформировано также новое поколение бензиновых двигателей с наддувом ($D \approx 76,5-104$ мм), энергетические показатели которых достигли значений $k_{pc} \approx 240-280$ бар·м·с⁻¹.

Статистические энергетические показатели транспортных двигателей по группам назначений были определены по публикациям в журналах MTZ, ATZ, «Diesel Progress», «Diesel & Gas Turbine Worldwide», каталогам и проспектам ряда основных мировых фирм-производителей двигателей.

Приведенный в настоящей работе анализ показывает, что примерно за последние 20 лет развития транспортного двигателестроения энергетические показатели двигателей всех назначений (начиная с 1985 г.) возросли в среднем в 1,3–1,8 раза. В пределах каждой области энергетические показатели транспортных двигателей изменяются по принятым характеристикам.

Приведенные в статье материалы, позволяют достаточно легко оценить совершенство двигателя по уровню достигнутых значений энергетических показателей, а также выбрать основные геометрические размеры и значения рабочих параметров при проектировании нового двигателя с заданным уровнем форсировки.

Литература

1. Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания: Конструкция и расчет двигателей внутреннего сгорания — М.: Машиностроение, 1972. — 464 с.

2. Гальговский В.Р., Бессонов Н.И., Филиппов Т.Р. Влияние отношения объема камеры сгорания к объему сжатия на показатели рабочего процесса дизеля // Автомобильная промышленность. — 1981. — № 7. — С. 5–7.

3. Гальговский В.Р. Тепловые потери в камере сгорания и с отработавшими газами в дизеле с непосредственным впрыском // Двигателестроение. — 1983. — № 6. — С. 53–58; 1984. — № 2. — С. 57–61.

4. Гальговский В.Р., Чернышев Г.Д., Бессонов Н.И. Взаимосвязь индикаторного КПД с процессом тепловыделения и параметрами внутрицилиндрового про-

странства дизеля // Двигателестроение. — 1987. — № 7. — С. 4–9.

5. Гальговский В.Р. Оптимизация отношения хода поршня к диаметру цилиндра и размеров камеры сгорания дизеля с непосредственным впрыскиванием // Двигателестроение. — 1990. — № 3. — С. 3–8; № 4. — С. 5–10.

6. Правила № 49–03 ЕЭК ООН.

7. Гальговский В.Р., Долецкий В.А., Малков Б.М. Развитие нормативов ЕЭК ООН по экологии и формированию высокоэффективного транспортного дизеля. — Ярославль : Ярославский ГТУ, 1996. — 171 с.

ПАМЯТИ В.Р. ГАЛЬГОВСКОГО

**2 июля 2009 г. на 74 году ушел из жизни
один из выдающихся специалистов
по разработке отечественных автомобильных дизелей,
д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки РФ,
член редакционной коллегии журнала
«Двигателестроение»**

Владимир Рудольфович Гальговский

Под руководством В.Р. Гальговского выросла и освоила нелегкую науку создания дизелей группа ярославских специалистов высокого уровня. Не будет преувеличением утверждение о том, что именно конструкторы и исследователи ОГК ЯМЗ задавали тон в отечественном автомобильном дизелестроении. В разработке семейств дизелей ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, ЯМЗ-840 роль Владимира Рудольфовича была определяющей. Значителен его вклад и в создание дизелей КамАЗ.

Руководитель лаборатории топливных систем и рабочих процессов В.Р. Гальговский был образцом и заразительным примером для сотрудников. Детальное изучение внутрицилиндровых процессов, таких как взаимодействие характера и интенсивности движения заряда с топливными факелами в камерах сгорания различной формы и размеров привело к получению результатов, получивших высокое признание специалистов. Промежуточный итог — блестящая защита диссертации с присуждением первой научной степени.

В последующие годы научная и инженерная деятельность Владимира Рудольфовича не ослабла, а интенсифицировалась. Он заслуженно стал зам. главного конструктора завода. На высоком уровне были выполнены исследования процессов и способов улучшения характеристик и надежности моделей дизелей с наддувом. В итоге существенно улучшились все показатели качества дизелей ЯМЗ. По результатам этих работ их руководителю была присуждена степень доктора технических наук. Упомянутые и другие признания заслуг не изменили привлекательные человеческие качества — скромность, доброжелательность, преданность семье и друзьям.

Владимир Рудольфович один из первых выступил с предложениями и возглавил работы по созданию нового семейства высокофорсированных 4- и 6-цилиндровых дизелей с 4-клапанным газораспределением и эффективным КПД, достигавшим 43 %.

Помимо высочайшего профессионализма, научной щепетильности, огромной эрудиции Владимира Рудольфовича отличали неизменный интерес к общественным явлениям жизни нашего общества, вопросам развития техники, образования, экономики, истории. С ним всегда было интересно обсудить любой значимый в жизни вопрос. Трудные времена в жизни нашего двигателестроения не могли не оказать пагубного воздействия на здоровье человека, для которого инженерная и научная деятельность имели важнейшее значение.

Остается надеяться, что в скором времени труды Владимира Рудольфовича Гальговского потребуются молодым специалистам в деле разработки отечественных автомобильных дизелей, не уступающих лучшим мировым образцам.

*Профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана Чайнов Н.Д.
профессор МАДИ (ГТУ) Хачиян А.С.
редакция журнала «Двигателестроение»*

