



ГУСАКОВ

Сергей Валентинович

доктор технических наук,
профессор, зав. кафедрой
«Теплотехника и тепловые
двигатели»

(Российский университет
дружбы народов (РУДН))



МАРКОВ

Владимир Анатольевич

доктор технических наук,
профессор
кафедры «Теплофизика»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)



АФАНАСЬЕВА

Ирина Викторовна

аспирантка
кафедры «Теплотехника
и тепловые двигатели»
(Российский университет
дружбы народов (РУДН))

Улучшение эксплуатационных показателей транспортных средств при использовании гибридных силовых установок

С.В. Гусаков, В.А. Марков, И.В. Афанасьева

Рассмотрены преимущества гибридных автомобилей. Проведены расчетные исследования энергетического баланса гибридной силовой установки автомобиля при его движении в соответствии с новым европейским испытательным циклом NEDC.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, дизельный двигатель, новый европейский испытательный цикл, топливная экономичность, выбросы с отработавшими газами.

The advantages of hybrid vehicles have been considered. The calculation research of power balance of a propulsion system for hybrid vehicles moving according to the new European drive cycle NEDC has been carried out.

Keywords: hybrid vehicle, diesel engine, new European drive cycle, fuel economy, exhaust gases emissions.

Для эксплуатации транспортных средств, оснащенных классическими силовыми установками (СУ) с двигателями внутреннего сгорания (ДВС) характерна работа ДВС при частой смене скоростного и нагрузочного режимов. Преобладание тех или иных скоростных режимов и степень использования мощности таких ДВС в эксплуатационных условиях определяются множеством факторов. В частности, распределение режимов работы транспортных дизелей зависит от условий эксплуатации транспортного средства, его особенностей (конструкция и число передач трансмиссии, грузоподъемность и др.), характеристики дороги, квалификации водителя и стиля вождения [1]. Типичным является приведенное на рис. 1, а распределение режимов работы дизеля типа КамАЗ-740 грузового автомобиля в условиях интенсивного городского движения (на рис. 1, а в каждой области режимов, характеризующих частотой вращения и нагрузкой, указано относительное время работы в процентах). Основную долю времени (62%) этот двигатель работает в диапазоне частот вращения $0,48...0,67 n_{ном}$, а в области номинальной частоты вращения — не более 2,5%. Еще большую долю режимов с частичной нагрузкой имеют двигатели, устанавливаемые на городские автобусы. В частности, дизель типа Д-245 автобуса, созданного на базе автомобиля ЗиЛ-5301 «Бычок», работает на режиме номинальной мощности (при $n = 2\,400 \text{ мин}^{-1}$) только 1,2 % времени (рис. 1, б) [1]. Основную долю режимов этого двигателя составляют режимы холостого хода (около половины), причем на режим

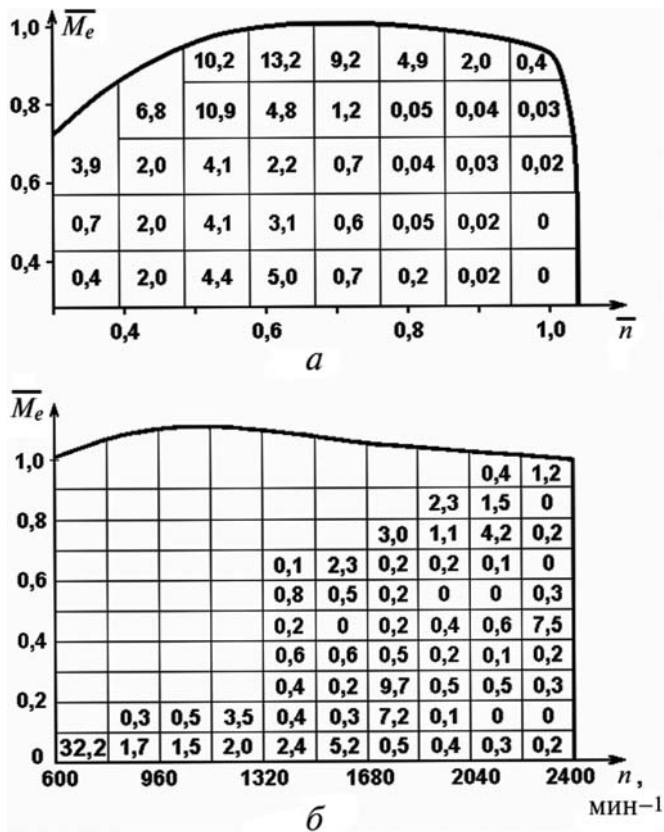


Рис. 1. Распределения режимов работы дизеля КамАЗ-740 грузового автомобиля (а) и дизеля Д-245 городского автобуса (б) в условиях интенсивного городского движения

холостого хода при минимальной частоте вращения ($n_{x.x \min} = 600 \text{ мин}^{-1}$) приходится около трети (32,2%) всего времени работы.

Кроме того, значительную часть времени работы этих СУ составляют неустановившиеся режимы, доля которых при эксплуатации транспортного средства в условиях интенсивного городского движения достигает 90...95% общего времени эксплуатации [1–3].

Реальные режимы эксплуатации транспортных двигателей моделируются в методиках испытаний ДВС на моторном стенде, в которых используются различные испытательные циклы. Эти циклы получены статистической обработкой результатов режимометрирования двигателей, проведенного в определенных условиях движения транспортного средства.

При испытаниях дизельных двигателей на соответствие нормам EURO-3 на токсичность отработавших газов (ОГ) используется 13-ступенчатый цикл ESC (European Steady State Cycle), включающий 13 установившихся режи-

мов, отличающихся частотой вращения коленчатого вала n и нагрузкой (эффективной мощностью N_e) (рис. 2, а) [1]. В этом испытательном цикле исследуются следующие скоростные режимы: режим холостого хода при минимальной частоте вращения $n_{x.x \min}$, режимы с частотой вращения $n = 0,25n_{\text{НОМ}}$ ($n_{\text{НОМ}}$ — номинальная частота вращения или частота вращения, соответствующая максимальной мощности), $n = 0,50n_{\text{НОМ}}$ и $n = 0,75n_{\text{НОМ}}$. Определение нагрузочных режимов при указанных частотах вращения n производится с учетом нагрузки двигателя на режимах внешней скоростной характеристики. Каждый исследуемый режим характеризуется своим весом (долей времени, приходящегося на этот режим). При сертификации двигателя с использованием указанного цикла дополнительно исследуются три произвольных режима, отмеченных на рис. 2, а крестиками.

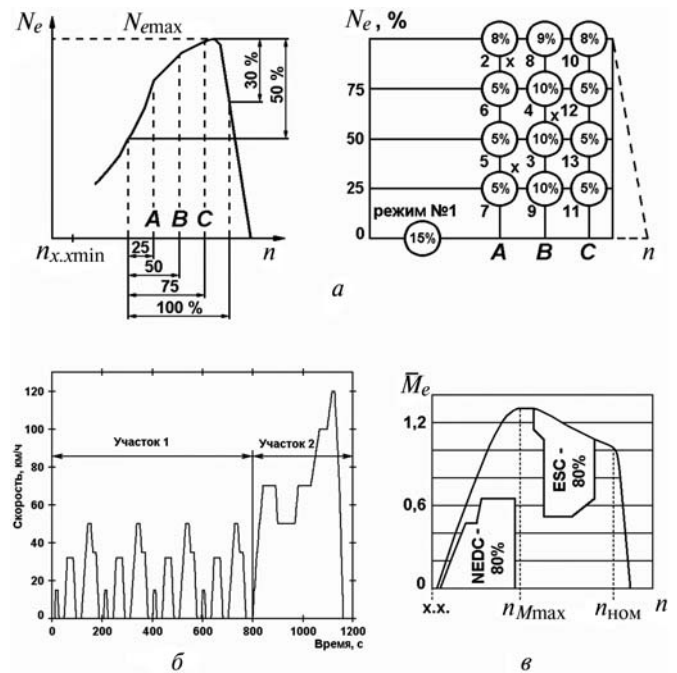


Рис. 2. Европейский стационарный цикл ESC (а), европейский ездовой цикл NEDC (б) и режимы работы ДВС при испытаниях по циклам ESC и NEDC (в): выделены области, в которые попадают 80% всех режимов работы циклов ESC и NEDC

Для оценки токсичности ОГ серийных легковых и легких грузовых автомобилей полной массой до 3,5 т в европейских странах применяют новый европейский испытательный (ездовой) цикл NEDC (New European Driving Cycle), представленный на рис. 2, б [2]. Первая

часть цикла — городской ездовой цикл *UDC* (Urban Driving Cycle) с максимальной скоростью движения $v_T = 50$ км/ч включает четыре последовательных ездовых цикла и имитирует условия движения автомобиля по городу. Вторая часть цикла — скоростной внегородской цикл *EUDC* (Extra Urban Driving Cycle) с максимальной скоростью движения $v_T = 120$ км/ч имитирует условия движения автомобиля по магистрали. В целом этот цикл характеризуется следующими показателями: время цикла — 1 220 с, пробег за цикл — 11,007 км, средняя скорость — 32,5 км/ч, средняя скорость без учета режима холостого хода — 44,0 км/ч, максимальная скорость — 120 км/ч, доля режима холостого хода — 26,2%.

Следует отметить, что новый европейский ездовой цикл *NEDC* обеспечивает большее приближение к реальным условиям эксплуатации транспортных двигателей по сравнению с циклами *ESC*. В цикле *NEDC* преобладают режимы с невысокими частотой вращения n и нагрузкой (эффективным крутящим моментом M_e), которые характерны для условий эксплуатации транспортных ДВС при движении автомобиля по городским магистралям (рис. 2, в).

Частая смена скоростных и нагрузочных режимов двигателей транспортных средств с традиционными СУ приводит к ухудшению эксплуатационной топливной экономичности ДВС и увеличению выброса в атмосферу токсичных компонентов ОГ. Одним из кардинальных путей устранения этого недостатка является применение гибридных силовых установок, в которых ДВС работает на оптимальных режимах, а многорежимность СУ обеспечивается ее электрической частью [4–6].

Принцип работы гибридной СУ заключается в том, что ДВС работает на электрогенератор. При этом система управления определяет необходимое количество вырабатываемой электроэнергии, которая передается на электродвигатели, приводя в движение транспортное средство. Для аккумуляирования избытка вырабатываемой электроэнергии гибридная СУ имеет аккумуляторную батарею (в ряде случаев в качестве накопителя электроэнергии применяются специальные конденсаторы) [4].

Применение гибридных СУ позволяет более рационально использовать энергию, вырабатываемую ДВС. При этом может быть использован ДВС меньшей мощности, поскольку нет необходимости устанавливать двигатель, рассчитанный на пиковые нагрузки. В момент наивысшей нагрузки в работу включаются одновременно ДВС и электродвигатель, питаемый от аккумулятора (а в некоторых случаях и дополнительный электродвигатель). Это позволяет реализовать перераспределение и накопление мощности, вырабатываемой ДВС, с ее последующим использованием на форсированных режимах, что обеспечивает работу ДВС в наиболее благоприятном режиме большую часть времени его эксплуатации. Иногда для суммирования мощностей ДВС и электродвигателей применяются комбинированные схемы передачи крутящего момента с возможностью прямой передачи механического крутящего момента непосредственно от двигателя. Такие схемы называются гибридно-совместным приводом.

Первоначально идея использования гибридной СУ, т. е. замены традиционной трансмиссии с механической коробкой передач на электрический привод колес была реализована в большегрузных карьерных самосвалах и на ж.-д. транспорте. Причина применения такой схемы в этих установках обусловлена сложностями механической передачи большого крутящего момента на колеса мощного транспортного средства. В последующем гибридные силовые установки стали использоваться в автобусах, грузовых и легковых автомобилях.

В настоящее время в связи с необходимостью кардинального улучшения экологических показателей транспортных установок различного назначения и снижения расхода топлива во всем мире ведутся интенсивные исследования возможностей более широкого использования гибридных СУ [7–9]. Рядом ведущих двигателестроительных фирм уже серийно выпускаются гибридные силовые установки для транспортных средств различного назначения [9, 10]. Среди этих фирм необходимо отметить японские фирмы Toyota, Honda, Mazda, Nissan, Suzuki, американские фирмы Ford, General Motors, Detroit Diesel, John Deere, французские

компании PSA Peugeot Citroen и Renault, немецкие фирмы Opel и Mercedes Benz.

На сегодняшний день наиболее удачной разработкой гибридной СУ является серийно выпускаемая СУ *Hybrid Synergy Drive (HSD)* (произносится [хэ́йбрид си́неджи драйв]) фирмой Toyota [11–13]. Эта фирма лидирует по количеству производимых гибридных СУ и активно выпускает гибридные автомобили, начиная с 1997 г. Причем в модификациях как обычных автомобилей серии Prius, джипов-внедорожников серии Lexus RX 400h, так и автомобилей люкс-класса — Lexus LS 600h. По итогам 2006 г. во всем мире было продано более полумиллиона легковых автомобилей только модели Prius. Технологию гибридного привода *Toyota HSD* лицензировали фирмы Ford (Escape Hybrid), и Nissan (Altima Hybrid). Фирма Toyota объявила о намерении выпуска гибридных автомобилей в объеме до 300 тыс. в год, а к 2012 г. перейти исключительно на выпуск гибридов.

Технология гибридной СУ *HSD* автомобилей фирмы Toyota впервые применена в 1997 г. в серийном автомобиле Prius. Система объединяет пять основных компонентов: бензиновый двигатель 1NZ-FXE (с изменяемыми фазами газораспределения, цикл Аткинсона, степень сжатия $\epsilon = 13$) соединен с водилом планетарной передачи; электродвигатель (синхронный, постоянный магнит) соединен с короной; электрогенератор соединен с солнцем; планетарная передача и электронный вариатор; NiMH аккумуляторная батарея (рассчитана на весь срок службы автомобиля) и инвертор (преобразует постоянный ток в переменный). Комплекс управляется компьютером по концепции *drive-by-wire* (без прямого механического контакта). Схема гибридной силовой установки автомобиля Toyota Prius представлена на рис. 3.

В гибридной СУ автомобиля Toyota Prius реализуются следующие фазы работы: при скоростях движения выше средней бензиновый двигатель передает часть энергии (через водило и корону планетарной передачи) непосредственно на передние колеса, оставшаяся часть энергии (через водило и солнечную шестерню) поступает на электрогенератор. От генератора

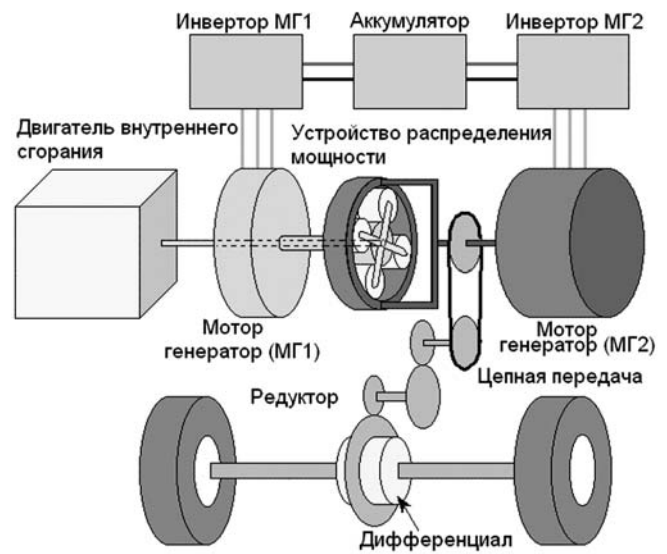


Рис. 3. Схема гибридной силовой установки автомобиля Toyota Prius

часть электрической энергии отводится на подзарядку батареи, а часть возвращается (через инвертор с напряжением 500 В) на тяговый электромотор, который вращает передние колеса через коронную шестерню. При обгоне (максимальном ускорении) компьютер прекращает подзарядку батареи и направляет весь ток от генератора на электромотор. Кроме того, ток от батареи через инвертор также поступает на электромотор. При торможении компьютер выключает бензиновый двигатель, а электродвигатель переключается в режим генерации тока и возвращает энергию в батарею (рекуперация). При малых скоростях движения (до 50 км/ч) автомобиль работает в режиме электромобиля, получая энергию только от батареи. Таким образом, силовая установка автомобиля разбита на два модуля. Электрическая подсистема отвечает за работу на переходных и установившихся режимах, подсистема двигателя внутреннего сгорания — только за работу на установившихся режимах.

Такой подход к созданию СУ автомобиля кардинально меняет требования к двигателю внутреннего сгорания. При этом возникает необходимость переосмысления энергетического баланса и параметров силовой установки автомобиля в реальных условиях эксплуатации и при его работе на режимах существующих испытательных циклов.

При сравнительном анализе различных СУ используются различные показатели работы двигателей. Показатели ДВС в реальных условиях эксплуатации могут быть определены путем статистической обработки результатов режимометрирования. Проведенные исследования двигателя транспортного средства с дизельным двигателем позволили определить следующие интегральные показатели ДВС, работающего в реальных условиях эксплуатации: общий пробег автомобиля — 4 732 км, суммарный расход топлива — 317 л, средняя скорость движения автомобиля — 48,9 км/ч, эксплуатационный расход топлива — 6,7 л на 100 км. При этом одним из наиболее важных интегральных показателей, характеризующих конкретные условия движения транспортного средства, является расход топлива за цикл испытаний (г/цикл) или средний расход топлива (л/100 км). В транспортных средствах, оснащенных классическими СУ с ДВС, эксплуатационный расход топлива в значительной степени предопределяется скоростью движения транспортного средства, поскольку существует жесткая связь между частотой вращения коленчатого вала двигателя и скоростью движения автомобиля (при известной стратегии переключения передач механической коробки передач).

При исследовании энергетического баланса гибридной СУ автомобиля при его движении в соответствии с новым европейским испытательным циклом *NEDC* применен расчетно-экспериментальный метод. При расчетных исследованиях использовались исходные данные по автомобилю, двигателю внутреннего сгорания, коробке переключения передач (КПП) трансмиссии, экспериментальные данные по мощностным характеристикам и расходу топлива исследуемого двигателя. Движение транспортного средства в ездовом цикле *NEDC* описывалось на основе тягового баланса автомобиля. В результате расчетных исследований получено распределение нагрузочно-скоростных режимов работы двигателя. В каждой из нагрузочно-скоростных зон расход топлива двигателем определялся на основе эксперименталь-

ной универсальной характеристики удельного эффективного расхода топлива.

При расчетных исследованиях использовались следующие формулы и алгоритмы расчета двигателя и тягового расчета автомобиля [14–16]. При известной стратегии переключения передач трансмиссии для автомобиля с механической КПП существует однозначная связь между частотой вращения n коленчатого вала двигателя и скоростью движения транспортного средства v_t :

$$n = \frac{60v_t i_k i_{г.п.}}{3,6\pi D_k}, \quad (1)$$

где i_k — передаточное отношение i -й передачи в КПП; $i_{г.п.}$ — передаточное отношение главной передачи; D_k — диаметр колеса автомобиля. В соответствии с формулой (1) определены необходимые частоты вращения коленчатого вала двигателя n , соответствующие заданному ездовым циклом *NEDC* скоростям движения автомобиля v_t и известной стратегии переключения передач трансмиссии. Результаты этих расчетов отражены на рис. 4, а, б.

Потребная мгновенная мощность двигателя $N_{e \text{ потр}}$ в каждой точке цикла *NEDC* определялась по формуле

$$\begin{aligned} N_{e \text{ потр}} &= \frac{N_c}{\eta_{тр}} = \frac{0,278v_t P_c}{\eta_{тр}} = \\ &= \frac{0,278v_t (P_w + P_f + P_c)}{\eta_{тр}} = \frac{0,278v_t}{\eta_{тр}} \times \\ &= \left(\frac{1}{2} c_x \rho F v_t^2 + f G_T v_t + \delta G_T \frac{J}{g} \right), \quad (2) \end{aligned}$$

где P_c , N_c , — суммарные сила сопротивления и мощность, необходимые для преодоления аэродинамического сопротивления воздушной среды, трения качения и ускорения транспортного средства; P_w , P_f , P_c — силы, необходимые для преодоления аэродинамического сопротивления воздушной среды, трения качения и ускорения транспортного средства; $\eta_{тр}$ — механический КПД трансмиссии; v_t — скорость движения транспортного средства; c_x — коэффициент сопротивления воздуха (коэффициент обтекаемости), зависящий от формы и качества отделки поверхности автомобиля;

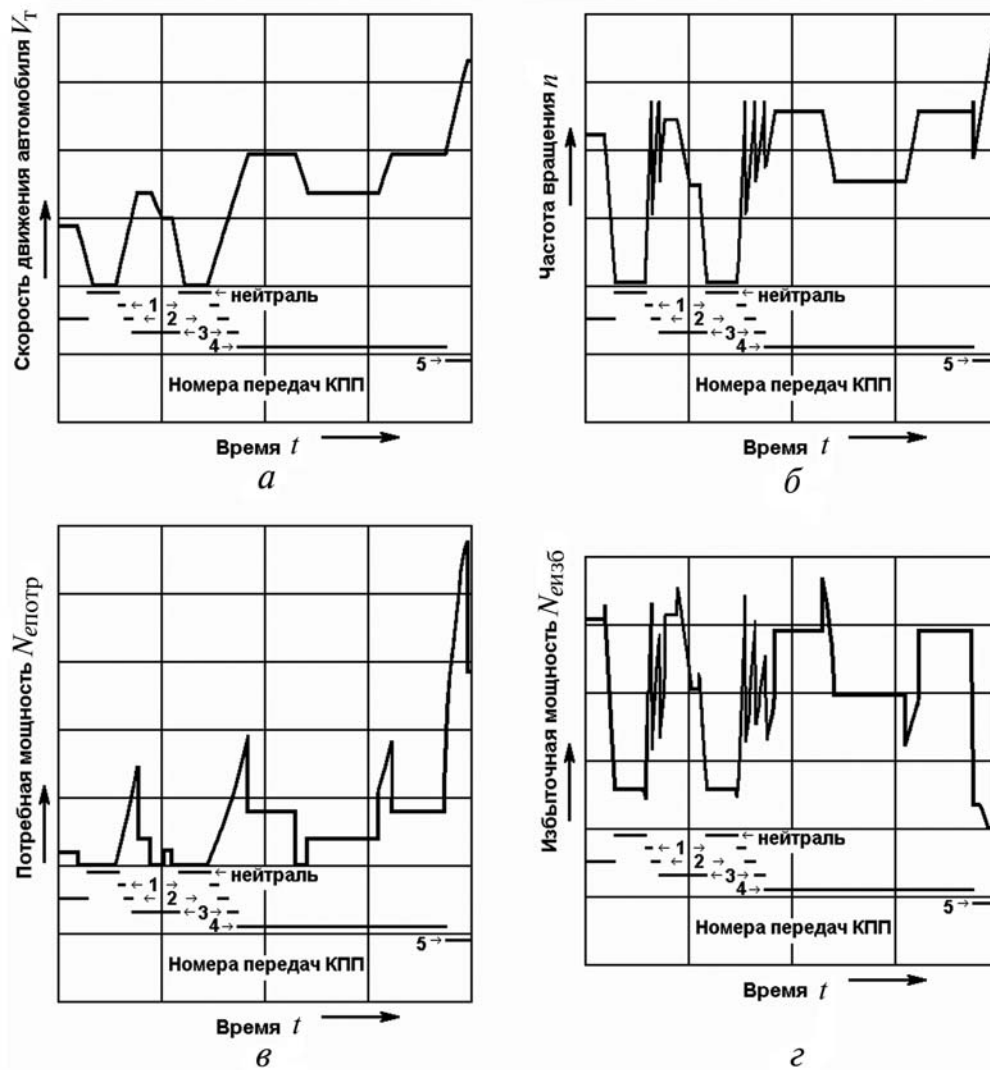


Рис. 4. Параметры движения автомобиля в соответствии с циклом NEDC:

a — скорость движения автомобиля; *б* — частота вращения коленчатого вала двигателя; *в* — потребляемая мощность двигателя; *г* — избыточная мощность двигателя

ρ — плотность воздуха; F — лобовая площадь автомобиля; f — коэффициент сопротивления качению; G_T — сила тяжести (вес) транспортного средства; δ — коэффициент учета вращающихся масс; J — ускорение автомобиля; g — ускорение свободного падения. Результаты расчета необходимой для реализации цикла NEDC мощности двигателя $N_{e\text{ потр}}$, определяемой по формуле (2) в соответствии с требуемой скоростью движения транспортного средства v_T , представлены на рис. 4, *a*, *в*.

Располагаемая максимальная мощность двигателя $N_{e\text{ расп}}$ при данной частоте вращения коленчатого вала n определялась по внешней скоростной характеристике (ВСХ) исследуемого

дизеля, представленной на рис. 5. Аппроксимация значений среднего эффективного давления $p_{e\text{ всх}}$, соответствующих показанной на рис. 5 внешней скоростной характеристике, позволила представить функциональную зависимость параметра $p_{e\text{ всх}}$ от частоты вращения коленчатого вала n в виде соотношения

$$p_{e\text{ всх}} = -9,767 \cdot 10^{-7} n^2 + 5,905 \cdot 10^{-3} n + 1,484. \quad (3)$$

Располагаемая максимальная мощность двигателя $N_{e\text{ расп}}$ (на режимах ВСХ) при данной частоте вращения коленчатого вала n определялась через среднее эффективное давление $p_{e\text{ всх}}$ по известной формуле [16]:

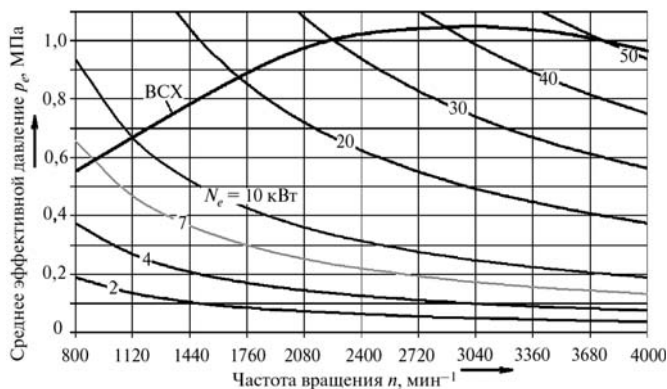


Рис. 5. Возможные нагрузочные режимы работы двигателя, изменяющиеся от нуля до максимальных значений среднего эффективного давления $p_{e\text{всх}}$, соответствующих ВСХ. Характеристики ДВС с $N_e=2, 4, 7, \dots, 50$ кВт — характеристики постоянной мощности ($N_e = \text{const}$)

$$N_{e\text{расп}} = \frac{p_{e\text{всх}} iV_h n}{30\tau}, \quad (4)$$

где iV_h — рабочий объем двигателя; τ — тактность двигателя. Тогда избыточная мощность $N_{e\text{изб}}$ может быть определена в виде разности между располагаемой $N_{e\text{расп}}$ и потребной $N_{e\text{потр}}$ мощностями двигателя. Если потребная мощность оказывалась больше располагаемой, то это являлось условием работы двигателя по ВСХ и цикл движения транспортного средства соответствующим образом корректировался. Результаты расчета избыточной мощности $N_{e\text{изб}}$ представлены на рис. 4, г.

По приведенной методике проведены расчеты основных параметров энергетического баланса гибридной СУ автомобиля при его движении в соответствии с новым европейским испытательным циклом *NEDC*. Полный расчетный график движения транспортного средства представлен на рис. 6.

Как известно, мощность двигателя N_e определяется не только крутящим моментом двигателя M_e (цикловой подачей топлива $q_{\text{ц}}$), но и частотой вращения коленчатого вала n (его угловой скоростью вращения ω_d); см. выражение (4) или известную зависимость

$$N_e = N_e \omega_d. \quad (5)$$

Поэтому характеристики постоянной мощности двигателя ($N_e = \text{const}$) имеют вид гипер-

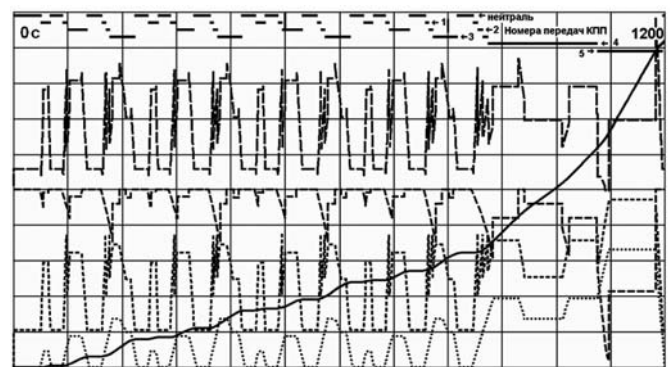


Рис. 6. Полный расчетный график движения транспортного средства (вид графического экрана)

болических зависимостей $M_e = f(n)$ или $M_e = f(\omega_d)$ с увеличивающимся крутящим моментом M_e в области низких частот вращения n (см. рис. 5). Таким образом, в транспортных средствах, оснащенных классическими СУ с ДВС, угловая скорость вращения ω_d коленчатого вала ДВС определяет эффективную мощность двигателя N_e и скорость движения транспортного средства v_t (при известной стратегии переключения передач трансмиссии). В таких СУ для достижения наибольшей мощности двигателя N_e и, следовательно максимальной скорости движения транспортного средства v_t , необходимо увеличивать и цикловую подачу топлива $q_{\text{ц}}$ (т. е. переводить двигатель на режимы внешней скоростной характеристики), и частоту вращения двигателя n .

Для расчета процесса разгона ДВС, а также других переходных процессов, обычно используется уравнение динамического равновесия [1]:

$$I_d \frac{d\omega_d}{dt} = M_e - M_c, \quad (6)$$

где I_d — приведенный к коленчатому валу момент инерции движущихся деталей двигателя и трансмиссии; M_c — момент сопротивления прокручиванию потребителя. При разгоне ДВС классических СУ для достижения наименьшей продолжительности переходного процесса необходимо обеспечить наибольшую интенсивность увеличения угловой скорости вращения коленчатого вала ω_d (наибольшее ускорение $d\omega_d/dt$). Для этого двигатель выводится на режимы внешней скоростной характеристики,

что позволяет получить наибольшую разность момента двигателя M_e и момента сопротивления M_c . Такая стратегия управления двигателем, реализуемая в классических СУ, показана на рис. 7 светлыми стрелками. Ее недостатком является то, что внешняя скоростная характеристика, на режимах которой и реализуется разгон двигателя, отличается пониженными значениями коэффициента избытка воздуха α , и повышенными значениями удельного эффективного расхода топлива g_e (см. рис. 7).

В гибридных СУ можно реализовать другие стратегии управления [7]. Их использование позволяет разорвать жесткую связь между частотой вращения коленчатого вала n и скоростью автомобиля v_t и осуществлять разгон ДВС по траектории, проходящей через зоны с наилучшей топливной экономичностью (например, по траектории, показанной на рис. 7 черные стрелками). При этом мощность, вырабатываемая ДВС, меньше мощности, получаемой на режимах ВСХ, но это компенсируется дополнительной мощностью, отбираемой от электрического аккумулятора. Это один из наиболее эффективных путей повышения эффективности СУ при минимальном расходе топлива. Такая стратегия разгона может быть легко реализована в гибридной СУ.

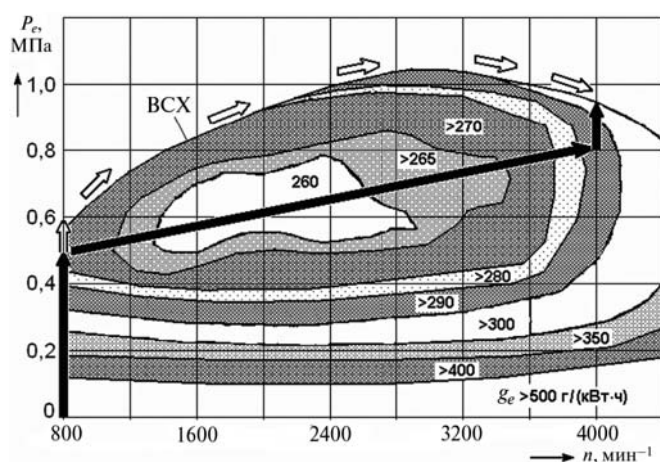


Рис. 7. Универсальная характеристика двигателя внутреннего сгорания (светлые стрелки — стратегия разгона в классических СУ, черные стрелки — стратегия разгона в гибридных СУ)

Проведенные расчетные исследования показали, что при движении транспортного средства в соответствии с циклом *NEDC* эксплуатационный расход топлива гибридной СУ снижается на 3,5% (при КПД электрической передачи, равном 98%) по сравнению с классической СУ. Следует отметить, что двигатель классического транспортного средства работает на холостом ходу не только во время кратковременных остановок, но и на участках торможения (т. е. при движении автомобиля накатом). Это приводит к увеличению доли режимов холостого хода двигателя (торможение — движение накатом и стоянка) до 40% времени всего цикла. В этом случае использование гибридной СУ позволяет снизить эксплуатационный расход топлива на 5,6%.

При этом следует отметить, что использование гибридной СУ увеличивает общую массу автомобиля из-за использования аккумуляторных батарей и других элементов электрической части такой силовой установки. Это, естественно, повышает эксплуатационный расход топлива примерно на 1,0...3,5% при увеличении массы автомобиля на 100...200 кг (тонированная зона на рис. 8, а). Таким образом, из указанного выше эффекта улучшения топливной экономичности при использовании гибридной СУ необходимо вычесть увеличение расхода топлива, вызванное ростом массы автомобиля.

Таким образом, одним из резервов совершенствования гибридных СУ является уменьшение массы элементов ее электрической части, в первую очередь — массы аккумуляторов. Другим резервом повышения эффективности гибридных СУ является совершенствование системы аккумулирования энергии, поскольку возврат энергии торможения зависит от КПД системы рекуперации. Так, повышение КПД системы генератор — аккумулятор — электромотор гибридной СУ до 90 % позволяет снизить эксплуатационный расход топлива примерно на 15 % по сравнению с системой без рекуперации энергии (рис. 8, б).

Зависимость расхода топлива в испытательном цикле *NEDC* от КПД системы генератор — аккумулятор — электромотор гибридной СУ представлена на рис. 9, где по оси абсцисс от-

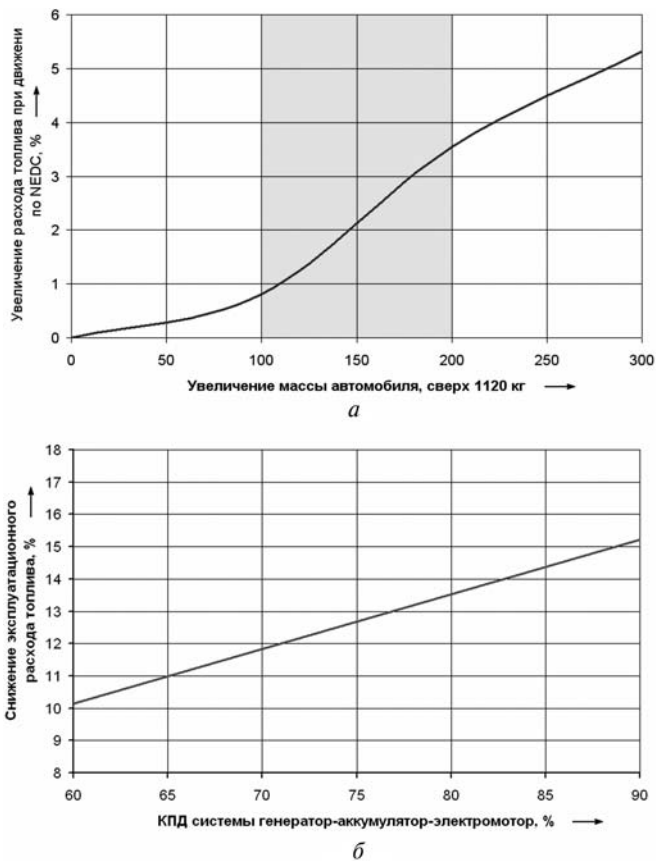


Рис. 8. Влияние массы автомобиля (а) и КПД системы рекуперации энергии торможения (б) на эксплуатационный расход топлива

ложено среднее эффективное давление, ниже которого ДВС гибридной СУ отключается и движение транспортного средства происходит за счет электродвигателя. По оси ординат отложен общий расход топлива за цикл *NEDC*, складывающийся из расхода двигателя на прямой привод транспортного средства и расхода на зарядку аккумулятора при работе ДВС на наиболее экономичном режиме. По мере возрастания значений пороговой нагрузки расход топлива при работе двигателя для прямого привода транспортного средства снижается, в то время как расход при зарядке аккумуляторной батареи (АКБ) увеличивается. В зависимости от КПД наблюдается минимум общего расхода топлива при различных пороговых значениях нагрузки.

Значение пороговой нагрузки, при которой осуществляется переход от прямого привода транспортного средства от ДВС к работе гибридной установки в целом, предопределяет по-

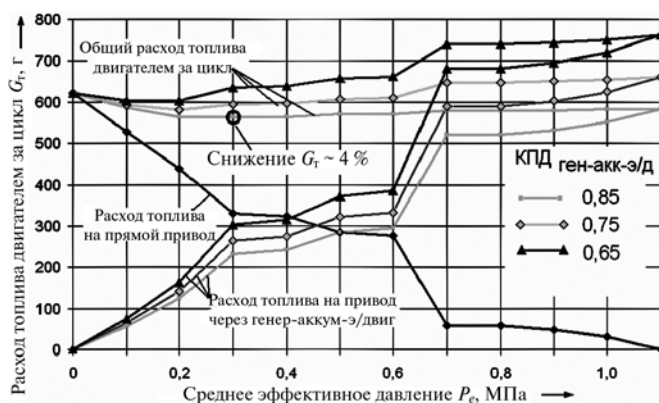


Рис. 9. Снижение расхода топлива в испытательном цикле *NEDC* за счет циркуляции энергии внутри гибридной СУ

требную мощность аккумулятора. На рисунке 10 приведена минимальная емкость силового аккумулятора гибридной СУ в зависимости от того, ниже какой нагрузки (среднего эффективного давления p_e) происходит переход на электрическую тягу.

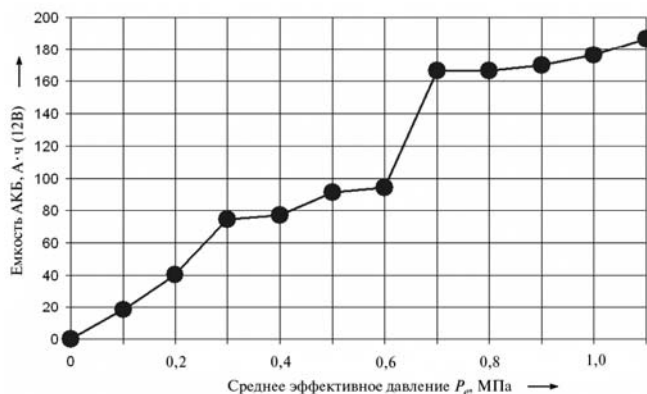


Рис. 10. Минимальная емкость силового аккумулятора гибридной СУ

Выводы

1. По эксплуатационному расходу топлива гибридная СУ с дизельным двигателем более эффективна гибридной СУ с бензиновым двигателем с искровым зажиганием, что объясняется лучшей относительной топливной экономичностью дизелей на частичных нагрузках.

2. Разрыв механической связи между колесами и коленчатым валом ДВС при движении транспортного средства в соответствии с циклом *NEDC* позволяет снизить эксплуатационный расход топлива на 3,5% при КПД электри-

ческой передачи 98% (без внутренней циркуляции энергии в СУ).

3. Работа в старт-стопном режиме позволяет снизить эксплуатационный расход топлива на 5,6% при доле режимов холостого хода двигателя (торможение — движение накатом и стоянка) до 40% времени всего цикла *NEDC*. В этом случае требуется накопитель энергии (АКБ), но его использование увеличивает расход топлива на 1,0...3,5% за счет возрастания массы автомобиля.

4. Рекуперация кинетической энергии при торможении может дать значительный эффект, особенно в условиях городского движения. Так, при КПД системы генератор — аккумулятор — электродвигатель, равном 75%, снижение эксплуатационного расхода топлива при рекуперации составляет более 12% при движении в соответствии с циклом *NEDC*.

5. Гибридная СУ позволяет начинать движение транспортного средства и двигаться с малыми и средними скоростями на электроприводе за счет энергии аккумулятора. Снижение эксплуатационного расхода топлива происходит за счет того, что зарядка АКБ производится при работе двигателя в наиболее благоприятной с точки зрения удельного расхода топлива точке его характеристики. При КПД системы 75% экономия топлива составляет около 4%.

Литература

1. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Системы топливоподачи и управления дизелей. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2005. 344 с.

2. Гусаков С.В. Гибридные силовые установки на основе ДВС. М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 2008. 207 с.

3. Патрахальцев Н.Н. Неустановившиеся режимы работы двигателей внутреннего сгорания. М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 2009. 380 с.

4. Дизельные двигатели для электроагрегатов и электростанций / Б.Е. Поликер, Л.Л. Михальский, В.А. Марков и др. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2006. 328 с.

5. Европейские автобусы с гибридной силовой установкой // Автостроение за рубежом. 2008. № 3. С. 2—3.

6. Балабаева И. Гибридный привод для грузовых автомобилей // Автомобильный транспорт. 2009. № 10. С. 61.

7. Filipi Z., Fathy H., Hagena J. et al. Engine-in-the-Loop Testing for Evaluating Hybrid Propulsion Concepts and Transient Emissions — HMMWV Case Study // SAE Technical Paper Series. 2006. N 2006—01—0443. P. 1—19.

8. Takada Y., Ueki S., Salto A. Investigation into Fuel Economy and NOx Emissions of Light Duty Hybrid Truck in Real Traffic Conditions // SAE Technical Paper Series. 2005. N 2005—01—0265. P. 1—9.

9. Nam E. Fuel Consumption Modeling of Hybrid Vehicles in PERE // SAE Technical Paper Series. 2005. N 2005—01—0627. P. 1—18.

10. Kepner R.P. Hydraulic Power Assist — A Demonstration of Hydraulic Hybrid Vehicle Regenerative Braking in a Road Vehicle Application // SAE Technical Paper Series. 2002. N 2002—01—3128. P. 1—8.

11. Kuze Y., Kobayashi H., Ichinose H. et al. Development of New Generation Hybrid System (THS II) — Development of Toyota Coolant Heat Storage System // SAE Technical Paper Series. 2004. N 2004—01—0643. P. 1—8.

12. Ng H.K., Anderson J.A., Duoba M.J. et al. Engine Start Characteristics of Two Hybrid Electric Vehicles (HEVs) — Honda Insight and Toyota Prius // SAE Technical Paper Series. 2001. N 2001—01—2409. P. 1—13.

13. Oba H., Yamanaka A., Katsuta H. et al. Development of a Hybrid Powertrain System Using CVT in a Minivan // SAE Technical Paper Series. 2002. N 2002—01—0991. P. 1—7.

14. Туревский И.С. Теория автомобиля. М.: Высшая школа, 2005. 240 с.

15. Стуканов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобилей. М.: Форум: Инфра-М, 2005. 386 с.

16. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 т. Т. 1. Теория рабочих процессов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; Под ред. В.Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2005. 479 с.

Статья поступила в редакцию 15.12.2012