

мальный крутящий момент и номинальную мощность на том же уровне, что и при работе на дизельном топливе, при этом наблюдалось снижение выбросов  $C_xH_y$  на 3,2%, РТ на 12,2%,  $NO_x$  на 12,7%.

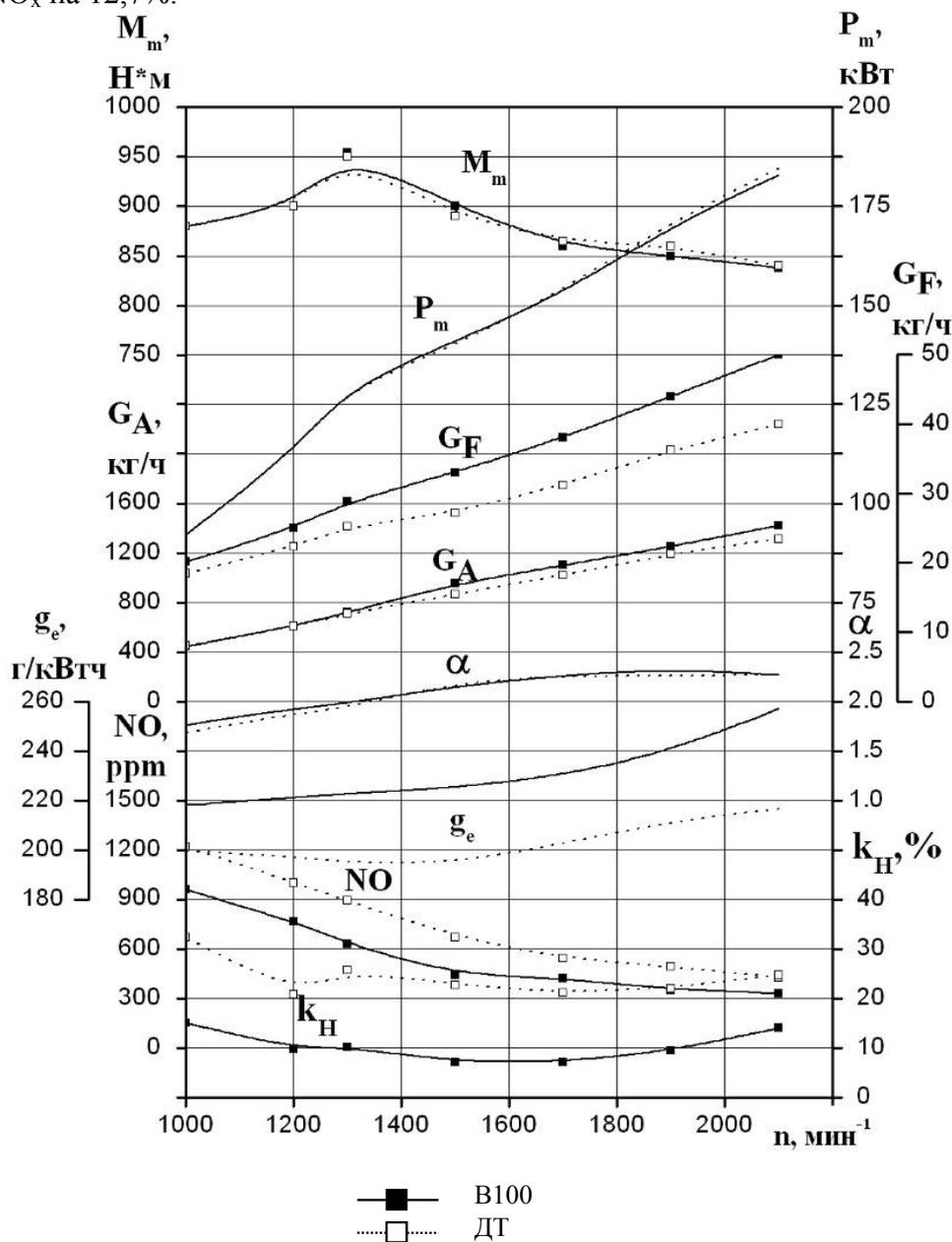


Рис. 4. Показатели дизеля ЯМЗ-236НЕ в штатном исполнении при работе на ДТ с УОВ =  $-10^0$  и адаптированном исполнении при работе на В100 с УОВ =  $-6^0$  по внешней скоростной характеристике

### Управление устойчивостью автотранспортных систем по критериям безопасности и энергоэффективности

к.т.н. Комаров В.В., д.т.н. проф. Нарбут А.Н.  
ОАО «НИИАТ», МАДИ (ГТУ)

#### Введение

В настоящее время одним из главных приоритетов государства является обеспечение безопасности среды обитания человека. Автомобильный транспорт является одним из факторов повышенного риска для населения и окружающей среды. Негативные последствия просчетов в решении стратегических автотранспортных проблем отдельных регионов сего-

дня проявляются особенно остро. Более половины городов нашей страны не имеют современные генеральные планы и другие планировочные решения, учитывающие элементы автотранспортной инфраструктуры и ее согласованного развития. Большинство городов России оказалось не приспособленными к увеличившемуся количеству транспортных средств, организации их потоков, размещению стоянок и одновременному учету экологии и аварийности и энергоэффективности автотранспорта.

### **Управление устойчивостью автотранспортных систем**

Согласно Транспортной стратегии Российской Федерации главной целью функционирования и развития автотранспортного комплекса является обеспечение экономического роста, повышение качества жизни и других национальных интересов. Сложившаяся практика в отрасли показывает, что чаще всего критерием эффективности функционирования различных транспортных систем и их подсистем служат максимум прибыли и расширение масштабов бизнеса, а не сбалансированность и устойчивость среды обитания на основе приоритетов функциональности, ресурсосбережения, экологичности и безопасности. В результате – проявление системных отрицательных последствий: увеличение количества ДТП и пострадавших в них, рост потребления невозобновляемых ресурсов и вредных выбросов и бесконтрольных не утилизируемых отходов от предприятий, увеличение ущерба от этих воздействий и, соответственно, рост затрат на содержание и развитие объектов автотранспортной инфраструктуры.

Критерии устойчивости транспортной деятельности апробированы в целом ряде стран. В большинстве случаев они связаны с улучшением качества жизни населения, включая обеспечение доступности услуг и их качество, без нанесения вреда здоровью людей и окружающей среде. Таким образом, в устойчивой автотранспортной системе вероятность реализации известных угроз и появление новых ниже допустимого уровня.

С этих позиций постановка современных функциональных задач устойчивого развития автотранспортных систем в условиях структурных преобразований экономики, в т.ч. и в чрезвычайных и кризисных ситуациях, должна производиться с позиций безопасности. Достижение показателей энергоэффективности, дорожной, экологической и экономической безопасности с целью повышения качества жизни населения становится главной организационной целью функционирования автотранспортной системы и рассматривается как непрерывный процесс управления рисками и техническим уровнем транспортных средств.

Управление риском и управление безопасностью осуществляется путем воздействия на систему через факторы, влияющие на состояние системы и условия возникновения опасных событий в системе, позволяющих снизить прогнозируемые значения рисков, превышающих допустимые уровни с помощью процедур управления автотранспортной системой и эксплуатацией, повышения квалификации водителей, повышения надежности автомобильной техники, улучшения управления системой при конкретных видах опасности и факторов опасности и при выявленных (обнаруженных проактивно) угрозах.

Проактивный метод управления безопасностью на основе управления рисками является основным для повышения уровня безопасности на основе предупреждения возможных ДТП и серьезных инцидентов путем прогнозирования заранее – априорно (проактивно) возможных негативных последствий от каждого выявленного опасного фактора и соответствующего источника опасности.

Активный метод управления рисками и безопасностью применяется при расследовании ДТП для выявления скрытых или неизвестных и необнаруженных угроз и для подтверждения и проверки экспертных предположений, принимаемых при проактивных методах идентификации рисков.

Следует признать, что управление рисками - это инструмент первого процесса на этапе проактивного воздействия на возможное состояние системы обеспечения безопасности автотранспортного комплекса.

В связи с этим на основании моделей рисков вводится понятие приемлемого риска  $R^*$  (меры по шкале матрицы рисков), также оценивается и расчетный риск  $R^{**}$  для рассматриваемой опасности в автотранспортной системе при конкретной и обнаруженной угрозе по выделенным, например, факторам  $\Psi_1$  и  $\Psi_2$ . Далее, как и в теории управления, составляется невязка рисков  $\Delta(R^*, R^{**})$ , зависящая от факторов  $\Psi_1$  и  $\Psi_2$ :

$$\Delta(R^*, R^{**}) = R^* - R^{**} = f(\Psi_1, \Psi_2).$$

На основе невязки можно назначить проактивно управляющие воздействия  $m_i$  на систему и снизить риск. На активной фазе это позволяет уклоняться от опасных факторов (не принимать рисков или снижать тяжесть последствий от проявления опасного фактора):

$$\Delta_1(R^*, R^{**}) < 0 \rightarrow (m_i) \rightarrow \Delta_2(R^*, R^{**}) > 0.$$

Практически управление рисками сводится к управлению процессами или событиями при возникновении ситуаций или сценариев событий, ведущих к возникновению катастроф, дорожно-транспортных происшествий, предпосылок к ДТП и инцидентам.

Сформулированные рекомендации по оценке безопасности и модели рисков могут найти применение в автотранспортных системах в следующих практических случаях:

- для обнаружения опасных сочетаний факторов риска при оценивании безопасности эксплуатации высоконадежных систем;
- при обосновании эксплуатационных требований по безопасности к конструкциям автомобилей и системам, при оценивании приспособленности АТС к условиям эксплуатации.

#### Энергоэффективность транспортных средств

Одним из факторов энергоэффективности автотранспортных систем является топливная экономичность транспортных средств – одно из основных эксплуатационных свойств автомобилей. На расход топлива влияет множество факторов: эксплуатационные (тип и состояние дороги, скорость движения и т. д.), техническое состояние систем автомобиля, умение водителя, конструктивные факторы автомобиля. Последние здесь и будут рассмотрены, причем только основные: топливные характеристики двигателей и удельная мощность.

Обычно для оценки топливной экономичности двигателя используют удельный расход топлива  $g_e$  в г/кВт.ч, а для автомобиля в целом – путевой расход топлива  $Q_s$  в л/100 км. Иногда для оценки удельной производительности автомобиля применяют комплексный показатель, в который входит отношение  $V_{cp}/Q_s$ , умноженное на ряд коэффициентов ( $V_{cp}$  – средняя скорость движения).

Путевой расход топлива определяется по зависимости

$$Q_s = g_e \Sigma P_c / (36000 \rho_t \eta_{tr}), \quad (1)$$

где:  $\eta_{tr}$  – КПД трансмиссии,  $\rho_t$  – плотность топлива в кг/л,  $\Sigma P_c$  – сумма сил сопротивления в Н, причем для равномерного движения учитываются только силы сопротивления качения  $P_k$  и воздуха  $P_v$ ,  $g_e$  – удельный расход топлива двигателя в г/кВт.ч.

Значения  $g_e$  берут по полученным экспериментально нагрузочным характеристикам двигателя. Методы расчета расхода топлива при помощи нагрузочных характеристик двигателя предложены Н.А. Яковлевым, Г.В. Зимелевым, Д.А. Рубцом и др. При отсутствии экспериментальных данных можно воспользоваться методикой, предложенной И.С. Шлиппе, по которой удельный расход топлива двигателя определяется по зависимости

$$g_e = g_{eN} \cdot K_I \cdot K_\omega, \quad (2)$$

где:  $g_{eN}$  – удельный расход топлива на режиме максимальной мощности,  $K_I$  – коэффициент нагрузки, учитывающий изменение  $g_e$  от нагрузки  $I$ ,  $K_\omega$  – коэффициент оборотности (угловой скорости), учитывающий изменение  $g_e$  от угловой скорости. Обычно для бензиновых карбюраторных двигателей  $g_{eN} = 280 \dots 320$  г/кВт.ч, при использовании впрыска топлива  $250 \dots 300$  г/кВт.ч, для дизелей –  $200 \dots 240$  г/кВт.ч.

Для определения  $K_I$  и  $K_\omega$  обычно используют полиномы второй степени:

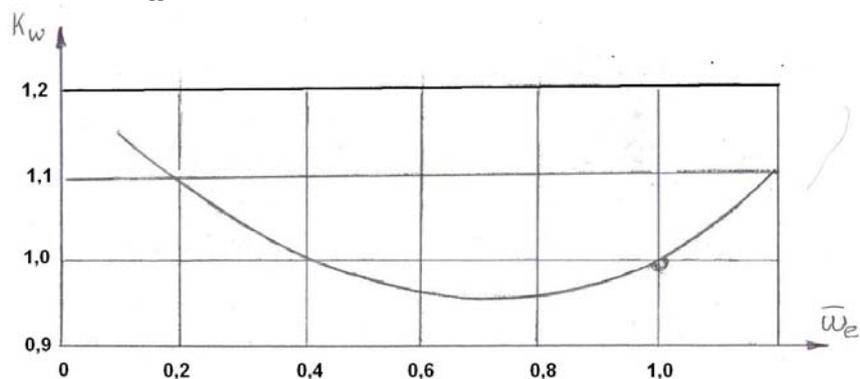
$$K_I = a_I + b_I I + c_I I^2, \quad (3)$$

$$K_\omega = a_\omega + b_\omega \omega + c_\omega \omega^2, \quad (4)$$

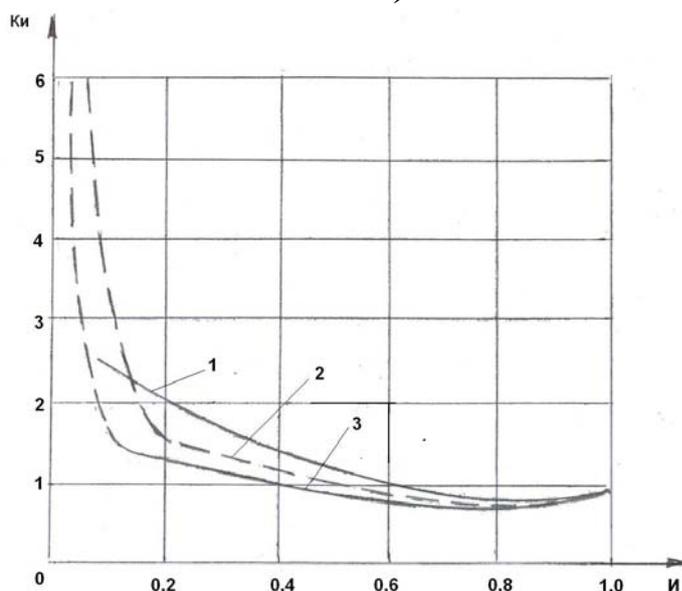
Раздел 1. Наземные транспортные средства, энергетические установки и двигатели.

где:  $\varpi_e = \omega_e/\omega_N$ ,  $I = \Sigma N_{\text{сопр}}/N_e' = \Sigma M_{\text{сопр}}/M_e' = \Sigma P_{\text{сопр}}/P_T'$ , причем индекс ' соответствует значению параметра при заданном значении  $\omega_e(V_a)$  и полной подаче топлива.

Зависимости (3) и (4) приведены на рис. 1. Коэффициенты  $a_\omega$ ,  $b_\omega$ ,  $c_\omega$ , полученные в результате экспериментальных исследований, равны соответственно 1,23; -0,79; 0,56 для обоих типов двигателей: дизелей и бензиновых. Коэффициенты  $a_I$ ,  $b_I$ ,  $c_I$  при  $I > 0,2 \dots 0,3$  по данным 1960-х годов равны соответственно: 1,7; -2,63; 1,93 для дизелей (3 на рис. 1) и 2,75; -4,61; 2,86 для бензиновых двигателей (1 на рис. 1). Следует иметь в виду, что, как установлено в последние годы, зависимости  $K_I = f(I)$  справедливы в диапазоне  $I = 0,2 \dots 1,0$ , т.е. обычно только для высшей и повышающих передач. При  $I < 0,2$  значения  $K_I$  резко возрастают, так как при  $I \rightarrow 0$   $K_I \rightarrow \infty$ .



а)



б)

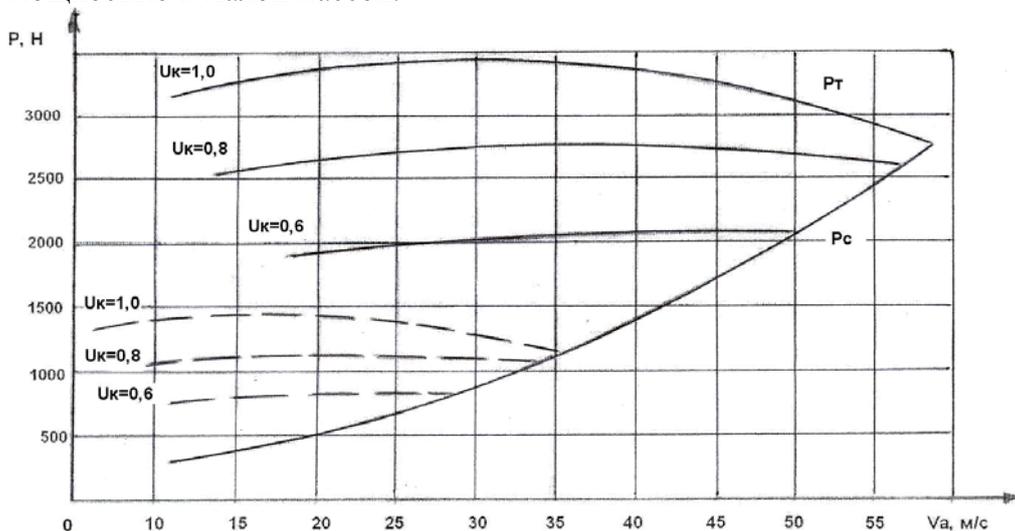
Рис. 1

По исследованиям МАДИ, НИИАТ и НИЦИАМТ 2000-х годов коэффициенты  $a_I$ ,  $b_I$ ,  $c_I$  для дизелей (без наддува) остались прежними, а для бензиновых двигателей изменились на 2,15; -3,65; 2,5 (2 на рис.1), т. е. значения  $K_I$  бензиновых двигателей приблизились к значениям  $K_I$  дизелей. Установлено также, что при  $I < 0,2$  значения  $K_I$  для бензиновых двигателей можно определять по зависимости  $K_I = 0,3/I$ , для дизелей – по зависимости  $K_I = 0,14/I$ . Кроме того, при  $I < 0,2$  обычно существенно уменьшается КПД трансмиссии, что следует учитывать.

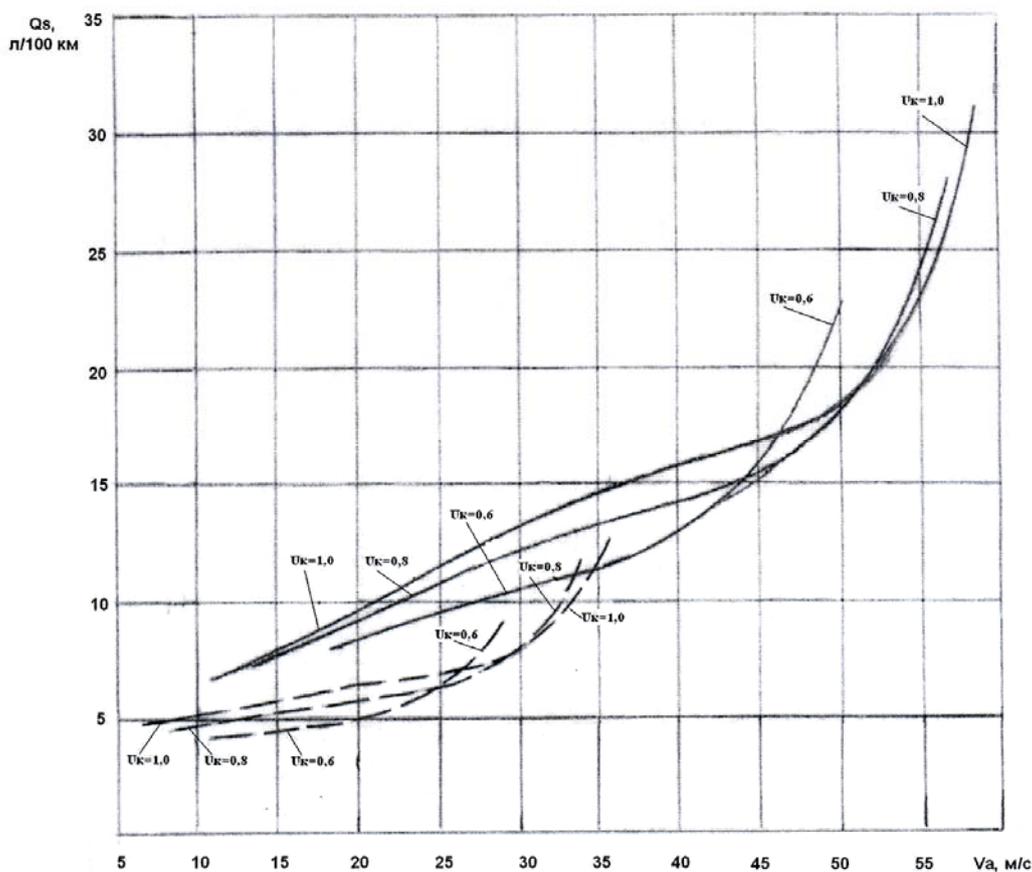
Значительное влияние на топливную экономичность и тягово-скоростные свойства автомобилей оказывает удельная мощность  $N_{уд} = N_{\text{емax}}/m_a$  в кВт/т. Чем больше  $N_{уд}$ , тем больше

максимальная и средняя скорости и тем меньше время разгона, но тем больше расходы топлива.

**Легковые автомобили.** Обычно легковые автомобили имеют  $N_{уд}$  от 25 до 100 кВт/т. Многие потребители, в частности в России, предпочитают покупать дорогие автомобили с высокой удельной мощностью. В то же время все большее распространение, особенно в Западной Европе, получают так называемые «городские автомобили», компактные, с малой удельной мощностью и малой массой.



a)



б)

Рис. 2

Использование высокой удельной мощности приводит к увеличению расходов топлива при равномерном движении. На рис. 2, а представлен силовой баланс, а на рис. 2, б путевые расходы топлива для легкового автомобиля с бензиновым двигателем при удельной мощности 25 (пунктирные линии) и 100 (сплошные линии) кВт/т. Здесь же приведены графики для повышающих передач, причем при удельной мощности 100 кВт/т, как следует из рис. 2, целесообразно применение двух, а то и трех повышающих передач, что при автоматической трансмиссии не вызывает трудностей в выборе передачи. При 25 кВт/т и менее может оказаться нецелесообразным применение повышающих передач.

Таким образом, для легковых автомобилей проблему нахождения компромисса между тягово-скоростными свойствами и топливной экономичностью можно развести на отдельные группы мероприятий, улучшающих тягово-скоростные свойства (это, прежде всего, увеличение удельной мощности, привод на все колеса и т. д.) и улучшающих топливную экономичность (это, прежде всего, улучшение обтекаемости и применение повышающих передач, а для «городских автомобилей» это прежде всего уменьшение удельной мощности и массы автомобиля и т. д.).

При этом для легковых автомобилей, особенно для находящихся в личном пользовании, применение комплексных оценочных параметров представляется нецелесообразным. На это указывает и мировой опыт применения автоматических коробок передач, у которых при частичных нагрузках система автоматического управления (САУ) при разгонах обеспечивает более ранние переключения передач (ориентация на экономичность), а при полной нагрузке – более поздние (ориентация на наиболее интенсивный разгон). Во многих современных САУ предусмотрены режимы «экономичный» и «спортивный», выбираемые водителем в процессе движения

**Городские автобусы.** Что является наиболее важным для городского автобуса: наиболее интенсивный разгон или наименьший расход топлива? С точки зрения эксплуатирующих организаций расход топлива, по-видимому, важнее: он определяет затраты. К тому же улучшение интенсивности разгона для городских автобусов не имеет первостепенного значения хотя бы потому, что городской автобус должен двигаться от остановки до остановки по расписанию. Возникает следующая ситуация. Целесообразна наименьшая удельная мощность. Но с уменьшением удельной мощности уменьшается интенсивность разгона. Поэтому рациональная интенсивность разгона должна явиться ограничителем при выборе минимально допустимой удельной мощности для городского автобуса.

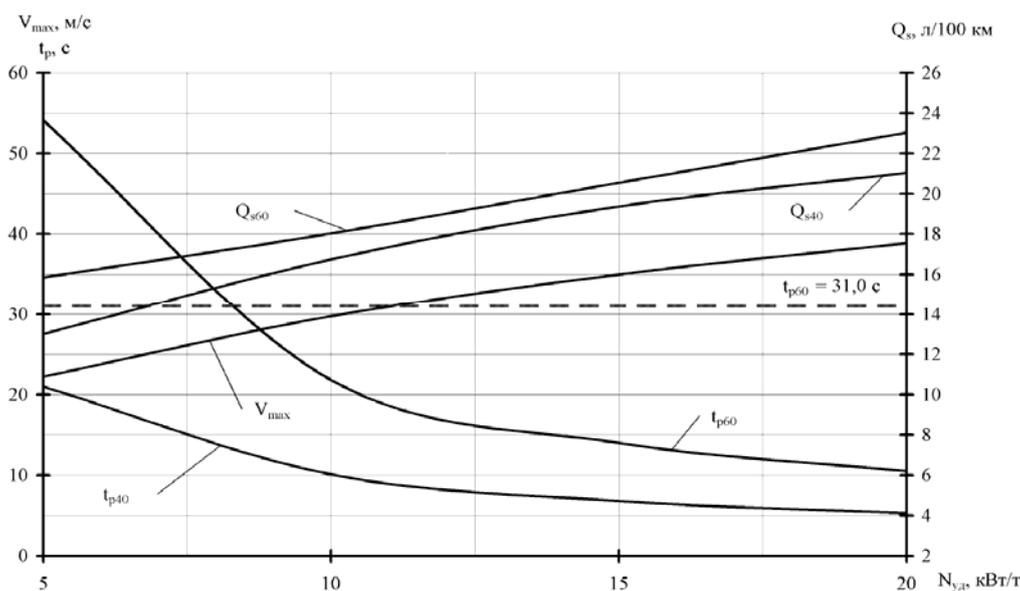


Рис. 3

На рис. 3 приведены результаты расчета показателей скоростных свойств (максимальной скорости  $V_{\max}$ , времени разгона  $t_{p40}$  до 40 км/ч и  $t_{p60}$  до 60 км/ч) и топливной экономичности (путевого расхода топлива  $Q_{s40}$  при 40 км/ч и  $Q_{s60}$  при 60 км/ч) в зависимости от удельной мощности  $N_{уд}$ . В расчетах для автобуса типа ЛиАЗ-5256 были приняты:  $m_a = 17600$  кг,  $f_0 = 0,008$ ,  $W_b = 2,8$  Нм<sup>2</sup>с<sup>2</sup>,  $\eta_{тр} = 0,88$ ,  $g_{eN} = 240$  г/кВтч. Расчеты по городскому циклу, согласно ГОСТ 20306-90, показали, что при увеличении удельной мощности с 10 до 20 кВт/т средний расход топлива за цикл  $Q_{срц}$  возрастает в 1,5 раза, а средняя скорость  $V_{срц}$  лишь на 2%, что и не удивительно, поскольку максимальная скорость ограничена при равномерном движении значением 40-45 км/ч. Аналогичные результаты дают расчеты по европейскому городскому циклу для городских автобусов.

Казалось бы, что нет границы для уменьшения удельной мощности. Однако существуют, по крайней мере, две причины для ее установления. Во-первых, при уменьшении удельной мощности, начиная с некоторого значения (для магистральных автопоездов – с 8,5 кВт/т) путевой расход топлива начинает заметно увеличиваться из-за более частого использования понижающих передач. Во-вторых, зависимость  $V_a = f(t)$  имеет вид экспоненты, для которой при  $V_a > (0,75 \dots 0,8)V_{\max}$  наблюдается значительное уменьшение интенсивности разгона. Поэтому с учетом возможности уверенного движения на участках с разрешенной скоростью 80 км/ч следует для городских автобусов принять максимальную скорость не менее 100 км/ч. А это соответствует оптимальному значению  $N_{уд}$  около 9 кВт/т при  $t_{p60}$  около 30 с.

Для маршрутных такси, входящих в группу  $M_2$  по классификации ЕЭК ООН, учитывая, что их интенсивность разгона должна быть не намного хуже, чем у легковых автомобилей,  $N_{уд}$ , по-видимому, не должна быть меньше 15...20 кВт/т.

**Грузовые автомобили.** Для грузовых автомобилей, по-видимому, подход к выбору оптимальной удельной мощности должен рассматриваться отдельно для категорий  $N_1$ ,  $N_2$ ,  $N_3$ . Для категорий  $N_2$  и  $N_3$  как правило применяются дизели.

К категории  $N_1$  (автомобили полной массой до 3,5 т) в основном относят пикапы и фургоны на шасси легковых автомобилей. Поэтому на них в значительной степени распространяются те же соображения, что и на легковые автомобили.

Для автомобилей категории  $N_2$  (автомобили полной массой свыше 3,5 т до 12 т), используемых на дальних перевозках и в том случае, если они не должны обеспечивать срочную доставку грузов, как и для категории  $N_3$  (автомобили полной массой свыше 12 т, в том числе тяжелые магистральные автопоезда), допустим принцип выбора минимальной рациональной удельной мощности, как и для больших городских автобусов, а именно около 8,5 кВт/т. Для автомобилей категории  $N_2$ , используемых при часто изменяющихся условиях движения, необходимо некоторое увеличение удельной мощности, что требует отдельных исследований. Кроме того, заметная задержка потока грузовых автомобилей возникает при  $N_{уд} < 8$  кВт/т (задержка потока легковых автомобилей, причем в еще большей степени, при  $N_{уд} < 20$  кВт/т).

Следует также отметить, что применяемые на грузовых автомобилях автоматические коробки передач, как правило, имеют САУ, настроенные на экономичные режимы движения, и лишь при полной подаче топлива – на интенсивные разгоны. В кабинах магистральных автопоездов, не имеющих автоматических коробок передач, часто устанавливают дисплеи, на которых высвечивается подсказка: какую передачу при данных условиях целесообразно применить для улучшения топливной экономичности.

Таким образом, для всех категорий автомобилей, может быть за редким исключением, представляется нецелесообразным применение комплексного показателя, в который входит отношение  $V_{ср}/Q_s$ . Гораздо эффективнее отдельный выбор  $V_{ср}$  при некотором ухудшении  $Q_s$ , либо выбор  $Q_s$  при некотором ухудшении  $V_{ср}$ .

На топливную экономичность часто заметное влияние оказывает **организация режимов движения**. В МАДИ были выполнены расчеты для грузового автомобиля с удельной

мощностью 10 кВт/т и двигателем КамАЗ-740.10. Сравнивались два цикла движения: одинаковых по протяженности (пути) и продолжительности (времени), но разных по интенсивности разгона. Рассмотрены были два варианта. В первом варианте принят интенсивный разгон до 80 км/ч и выбег в сравнении с интенсивным разгоном до 70, 60, 50 км/ч и равномерным движением. Во втором варианте принят медленный разгон до 80 км/ч и равномерное движение в сравнении с интенсивным разгоном до 70, 60, 50, 40, 30 км/ч и равномерным движением. Некоторые результаты расчетов приведены на рис. 4 (для первого варианта) и рис. 5 (для второго варианта).

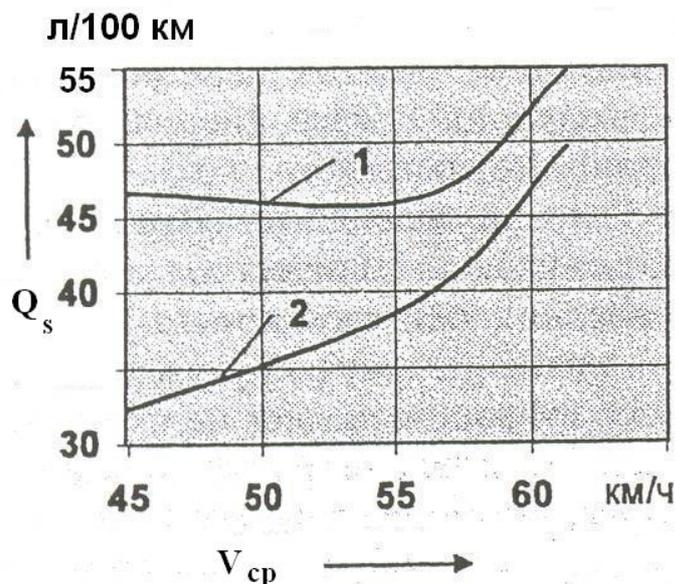


Рис. 4

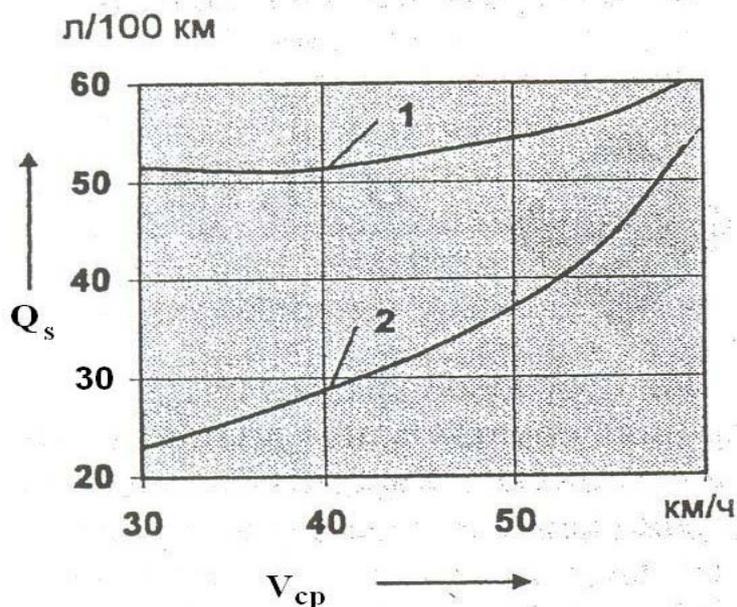
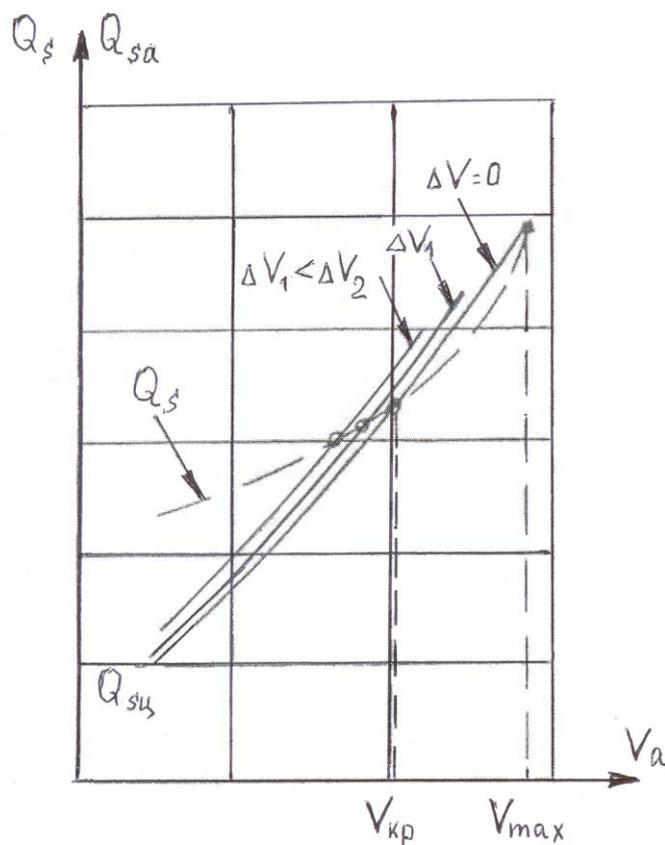


Рис. 5

Если расход топлива в режиме «интенсивный разгон до 80 км/ч – выбег» в первом варианте принять за 100%, то все режимы «интенсивный разгон – равномерное движение» экономичнее (при разгоне до 50 км/ч экономия достигает 30%). Для второго варианта закономерность та же, но проявляется она еще заметнее (при разгоне до 50 км/ч экономия достигает 35,5%, а при разгоне до 30 км/ч – 53,0%). Таким образом, использование равномерного движения в цикле с разгоном до некоторой крейсерской скорости обеспечивает значительную



**Рис. 6**

Довольно часто встречается утверждение, что при «импульсном движении» с интенсивным разгоном на высшей передаче (от скорости  $V_n$  до  $V_k$ ) и последующим движением накатом (от скорости  $V_k$  до  $V_n$ ) можно получить экономию топлива по сравнению с равномерным движением при той же средней скорости  $V_{cp}$ . Результаты исследований, выполненных в МАДИ для различных  $\Delta V = V_k - V_n$ , показали (рис. 6), что при больших скоростях (при  $V_a > V_{kp}$ ) движение «разгон – накат» даже при  $\Delta V \rightarrow 0$  происходит с более высокими расходами топлива  $Q_{su} > Q_s$ , чем при равномерном движении. Это объясняется тем, что при движении со скоростью, близкой к  $V_{max}$ , из-за малых ускорений значительно растягивается время разгона, в то время как из-за большого сопротивления воздуха значительно сокращается время наката. И только при малых скоростях, причем только при карбюраторных двигателях с  $K_{и} = f(V)$  по зависимости 1 на рис. 1, б движение «разгон – накат» может дать экономию топлива. Однако эта экономия существенно уменьшается с увеличением  $\Delta V$ .

#### Заключение

Постановка современных функциональных задач устойчивого развития автотранспортных систем в условиях структурных преобразований экономики, в т.ч. и в чрезвычайных и кризисных ситуациях, должна производиться с позиций безопасности. Достижение показателей энергоэффективности, дорожной, экологической и экономической безопасности с целью повышения качества жизни населения становится главной организационной целью функционирования автотранспортной системы и рассматривается как непрерывный процесс управления рисками и техническим уровнем транспортных средств.

Сформулированные рекомендации по оценке безопасности и модели рисков могут найти применение в автотранспортных системах в следующих практических случаях:

- для обнаружения опасных сочетаний факторов риска при оценивании безопасности экс-

платации высоконадежных систем;

- при обосновании эксплуатационных требований по безопасности к конструкциям автомобилей и системам, при оценивании приспособленности АТС к условиям эксплуатации.

Для всех категорий автомобилей, может быть за редким исключением, представляется нецелесообразным применение комплексного показателя энергоэффективности, в который входит отношение средней скорости движения  $v_{cp}$  к путевому расходу топлива  $Q_s$  ( $V_{cp}/Q_s$ ). Гораздо эффективнее раздельный выбор  $V_{cp}$  при некотором ухудшении  $Q_s$ , либо выбор  $Q_s$  при некотором ухудшении  $V_{cp}$ .

#### Список литературы

1. Комаров, В.В. Методические основы оценки безопасности автотранспортных средств с помощью моделей рисков «катастроф»/ В.В.Комаров, Е.А.Куклев // Автомобил. пром-ть. - 2008. -№5. - С.26-29.
2. Управление риском. Риск. Устойчивое развитие. Синергетика / Г.Г.Малинецкий и др.- М.: Наука, 2000.- 431 с. – (Серия «Кибернетика», РАН).
3. Ковалевич, О.М. Риск в техногенной сфере / О.М.Ковалевич. - М.: Издат. дом МЭИ, 2006. -152 с.
4. ISO/IEC Guide 2: 1996 Standardization and related activities. General Vocabulary, p.9.

#### **Состав системы топливоподачи дизеля с использованием электрогидравлического эффекта**

к.т.н. Заяц Ю.А., Голубев Д.С., Строков П.И.

*Рязанский военный автомобильный институт, МГТУ «МАМИ»*

Актуальность применения электрогидравлического разряда в топливных системах дизелей может рассматриваться как перспективное направление развития по нескольким причинам. Во-первых, утрачивается необходимость изготовления и применения прецизионных пар, составляющих внушительную долю затрат в общей себестоимости топливной аппаратуры. При этом значительно снижается зависимость экономических показателей дизеля от износа топливной аппаратуры. Во-вторых, появляется возможность получения высоких и сверхвысоких давлений топлива при впрыскивании. Возможность получения таких давлений сопровождается эффективным изменением их значений в зависимости от каких – либо управляющих сигналов. В-третьих, организация разрядов в топливе влечет за собой целый ряд физических и химических воздействий.

Состав системы топливоподачи с использованием электрогидравлического эффекта (ЭГЭ) в значительной мере зависит от тех целей, для достижения которых использован ЭГЭ. Проведенные в Рязанском автомобильном институте экспериментальные исследования лабораторной установки, выполненной по схеме с управляемым газовым разрядником, генерирующей разряд в топливе на частоте от 1 до 20 Гц, доказали возможность практического использования этого явления в топливной аппаратуре дизелей. В силу этого возникает задача обоснования состава электрогидравлической (ЭГ) системы, являющейся частью топливоподающей системы дизелей. Для определения состава актуально выполнить классификацию ЭГ устройств по целям его применения в системах топливоподачи дизелей (рисунок 1) и описать требования к ЭГ системам, применяемым в системах топливоподачи дизелей.

Рассмотрим требования к ЭГ системам, реализация которых дает возможность их применения в топливной аппаратуре дизелей.

1. Мощность, развиваемая в процессе электрогидравлического удара (ЭГУ) должна обеспечивать давления до 200 МПа. Это требование характерно для всех ЭГ систем, за исключением случаев их применения для экстремальных воздействий на топливо (рисунок 1).
2. Вытеснение топлива при разряде как за счет расширения канала разряда, так и за счет колебательных процессов должно обеспечивать цикловые подачи пусковых режимов и ре-