

Вибронагруженность трактора при случайном кинематическом возбуждении

к.т.н. доц. Подрубалов В.К., к.т.н. доц. Никитенко А.Н., к.т.н. доц. Подрубалов М.В.

Университет машиностроения

8(495)965-9129, podrubalov@bk.ru, an-nikitenko@mail.ru, podrubalov@gmail.ru

Аннотация. Приведены результаты расчетов деформаций и сил в упруго-диссипативных связях динамической системы колесного трактора мощностью 110 кВт при моделировании его движения по эталонному фону со случайным профилем. Спектральным анализом показана эффективность регулируемых подвесок колес по снижению нагруженности трактора и воздействия на дорогу или почву. Найдены значения динамических прогибов для подвесок колес, обладающих оптимальными параметрами.

Ключевые слова: возбуждение, эталонный трек, спектральная плотность, деформация, нагрузка, подвеска, эффективность.

Создание оптимальной системы виброзащиты колесного трактора наряду с этапами, изложенными в этой работе ранее [1, 2], включает в себя также проведение исследований по оценке нагруженности и деформаций элементов подвесок, присутствующих в расчетной схеме его динамической системы. Без таких данных на стадии проектирования невозможно точно сформулировать требования по созданию упругих и демпфирующих элементов подвесок с необходимыми параметрами (габаритные размеры, статический и динамический ходы, жесткость, коэффициент сопротивления и др.) и осуществить конструктивный синтез подвесок. Кроме того, такие исследования имеют и большое собственное значение, поскольку только владея знаниями по динамической нагруженности машины при случайных воздействиях от профиля пути для различных режимов движения, можно дать корректную оценку прочности и долговечности ее узлов и деталей.

Здесь следует заметить, что в настоящей работе при оптимизации системы виброзащиты и параметров подвески применяется простой и понятный для каждого инженера подход: в соответствии с [3] сначала проводятся многовариантные расчеты по поиску наилучшего и реализуемого на практике решения по критерию, учитывающему условия труда оператора (нормативный уровень вибрации на сиденье) [2], а потом – оценка нагруженности выбранного и базовых вариантов с определением деформаций подвесок.

Исследования вибронагруженности были проведены с использованием разработанной программы по алгоритмам и информационной модели, изложенным в статьях [1, 2]. С целью усиления возбуждения от эталонного искусственного трека агрофона при имитации движения трактора со скоростью $v=2,5$ м/с фазовый сдвиг между колеями брался равным нулю. Расчеты осуществлялись с получением спектральных плотностей и среднеквадратических значений (СКЗ) деформаций и нагрузок в подвесках в диапазонах частот 0,16-0,7 Гц, 0,16-22,4 Гц и октавных диапазонах (ОДЧ) со среднегеометрическими частотами (СГЧ) 1,2,4,8 и 16 Гц.

Поскольку основной целью работы на этом этапе исследования являлось определение необходимого динамического прогиба подвесок колес, то рассматривались только следующие варианты поддрессоривания: первый – трактор с заблокированными подвесками колес – $c_{9,11,12,14}=10\,000$ кН/м; второй – с оптимальными зависимыми регулируемые – $c_{9,11}=130$ кН/м, $c_{12,14}=118$ кН/м; третий – с зависимыми регулируемые (в дальнейшем – «мягкая» подвеска) $c_{9,11}=70$ кН/м, $c_{12,14}=63$ кН/м. Коэффициент сопротивления в подвесках колес во всех расчетах брался $k_{9,11,12,14}=8$ кНс/м. Он имел оптимальное или близкое к нему значение для второго и третьего вариантов [2]. Радиальные жесткости шин, жесткости подвесок кабины, а также соответствующие коэффициенты сопротивления не варьировались и соответствовали значениям, использованным при оптимизации параметров подвесок [2]: $c_{1-4}=336$ кН/м, $k_{1-4}=3$ кНс/м; $c_{16,18,19,21}=1\,700$ кН/м, $k_{16,18,19,21}=2,3$ кНс/м.

Расчеты показали (таблица 1), что зависимая регулируемая подвеска колес с оптималь-

ными параметрами (вариант 2 - в таблице 1 данные по нему выделены затемнением) имеет СКЗ прогибов 13,9 мм (передняя) и 15,6 мм (задняя), что при условии нормального распределения их величин делает достаточным максимальный динамический ход с учетом буферов отбоя и сжатия унифицированных подвесок $\Delta = \pm (45-50)$ мм. При дальнейшем конструктивном синтезе регулируемых подвесок полученные оптимальные параметры могут быть легко реализованы при применении, например, пневматических упругих элементов различных типов.

Таблица 1

Показатели динамической нагруженности трактора

№ п/п	Степень виброзащиты трактора		Значение жесткости s , кН/м	СКЗ прогиба σ_{Δ} , $\text{м} \cdot 10^{-2}$	СКЗ суммарной силы σ_F , кН	Доля σ_F^2 в диап. 0,16-5,6 Гц, %
1.	Шины	Передняя	336	2,06	6,92	94
				1,08	3,64	77
				1,03	3,47	75
		Задняя	336	2,12	7,11	95
				1,05	3,55	76
				1,01	3,39	73
2.	Подвеска колес	Передняя	10000	0,041	4,11	93
			130	1,39	1,81	92
			70	2,07	1,45	90
		Задняя	10000	0,044	4,41	94
			118	1,56	1,84	92
			63	2,32	1,46	89
3.	Подвеска кабины (резиновые амортизаторы)	Передняя	1700	0,029	0,5	54
				0,009	0,45	86
				0,007	0,23	80
		Задняя	1700	0,037	0,64	76
				0,013	0,23	87
				0,011	0,18	81

Снижение жесткости подвесок почти в два раза соответственно до 70-63 кН/м (вариант 3) приводит к очень низкому уровню вибрации на сиденье оператора $0,55 \text{ м/с}^2$ во 2 ОДЧ (СГЧ 2 Гц, требуемый норматив $0,79 \text{ м/с}^2$ [2]) и к увеличению СКЗ их прогибов в 1,5 раза до 20,7 и 23,2 мм. Это, в свою очередь, вызовет заметное повышение требуемых значений максимальных ходов упругих элементов до ± 70 мм, а также габаритов и массы системы поддрессирования, что едва ли целесообразно.

Из таблицы 1 видна большая эффективность введения в конструкцию трактора регулируемых подвесок колес. Так, оптимальная подвеска (вариант 2) уменьшает СКЗ прогибов и нагрузок: в передних и задних шинах соответственно в 1,9 и 2 раза; в точках крепления подвесок в 2,3 и 2,4 раза (для нагрузок); в амортизаторах кабины в 3,2 и 2,8 раза. В то же время применение «мягкой» подвески (вариант 3) со сниженной по сравнению с вариантом 2 жесткостью почти в 2 раза может уменьшить рассматриваемые показатели динамической нагруженности дополнительно лишь на 15-20%. Это еще раз подтверждает полученный выше вывод о нецелесообразности ее применения. Здесь отдельно следует отметить, что снижение СКЗ суммарных сил, с которыми шины действуют на профиль пути при движении трактора с оптимальными регулируемыми подвесками передних и задних колес, гово-

рит о его существенно более низком уплотняющем воздействии на почву.

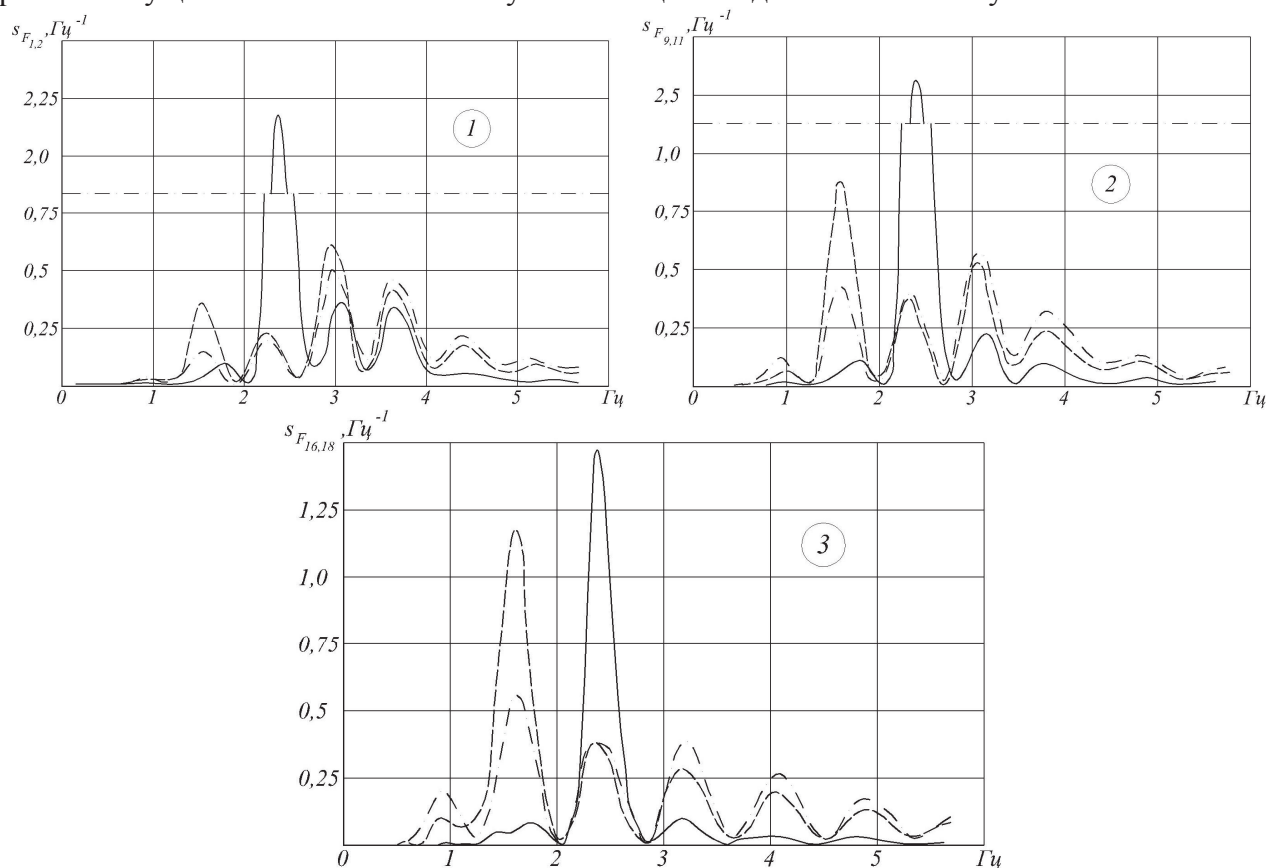


Рисунок 1. Нормированные спектральные плотности суммарной силы в передних шинах (1), подвеске колес (2) и подвеске кабины (3): — - подвески колес заблокированы; - - - - оптимальная подвеска колес; - · - · - «мягкая» подвеска колес

Данные последнего столбца таблицы 1 иллюстрируют тот факт, что процессы деформаций и нагрузок в шинах и подвесках трактора имеют дисперсию, обусловленную колебаниями различных масс в основном в диапазоне до 5,6 Гц. Причем в наибольшей мере это относится к шинам для неподдрессированного трактора (вариант 1) и подвескам колес для всех трех вариантов. Значения доли этой дисперсии составляют величины от 73 до 95%. Анализируя, можно уловить и некоторую тенденцию: введение регулируемых подвесок колес уменьшает эту долю, и чем ниже жесткость подвесок, тем более широкополосными становятся процессы. Видно, что исключением здесь являются показатели для амортизаторов кабины при заблокированных подвесках колес (вариант 1). Значения для них равны 54 и 76%, что заметно меньше, чем у вариантов с оптимальной и «мягкой» подвесками.

Структуру процессов нагруженности трактора в частотной области наиболее полно раскрывают полученные расчетами по алгоритмам [1] спектральные плотности суммарных (от жесткости и демпфирования) сил в шинах и подвесках. На рисунке 1 представлены нормированные спектры сил для передних элементов виброзащиты в диапазоне 0,16 - 5,6 Гц, т.е. ОДЧ с СГЧ 1, 2 и 4 Гц. Спектры для задних элементов аналогичны. На всех графиках можно выделить главный эффект, обеспечивающий при введении в динамическую систему трактора регулируемых подвесок колес двух- трехкратное снижение СКЗ прогибов и суммарных сил (таблица 1), - практическое исключение (для шин и подвесок колес) или смещение (для подвесок кабины) на более низкую частоту 1,6 Гц доли дисперсии, которая определяется колебаниями трактора на шинах при заблокированных подвесках колес и характеризуется площадью, расположенной под кривыми в районе 2,4 Гц. Из графиков (1 - 3) рисунка 1 можно также определить, что указанная частота 1,6 Гц является частотой колебаний масс шин с мостами, остова и кабины на подвесках колес, поскольку при блокировке подвесок спектры каких - либо всплесков на ней не имеют.

Весьма интересен факт наличия у спектров нагрузок меньших по своей величине ло-

кальных максимумов в диапазоне частот 3 ОДЧ (2,8 – 5,6 Гц). Частоты, на которых лежат эти максимумы, составляют величины 3,0 -3,3; 3,8 -4,0 и 4,5 -4,8 Гц. Причем наличие этих максимумов не зависит от того, есть ли в динамической системе трактора подвеска колес или ее нет. Корректное объяснение такого свойства системы для использовавшегося при анализе прогибов подвесок режима движения трактора при необходимости потребует в дальнейшем, очевидно, выполнение более обширного плана расчетного эксперимента и детального изучения взаимных спектральных характеристик.

При расчетах нагруженности деталей и узлов машины на стадии проектирования более важными, чем свойства нормированных спектров, отмеченные выше, являются данные по распределению дисперсии суммарных сил в рассматриваемом диапазоне частот, выраженные в конкретных величинах.

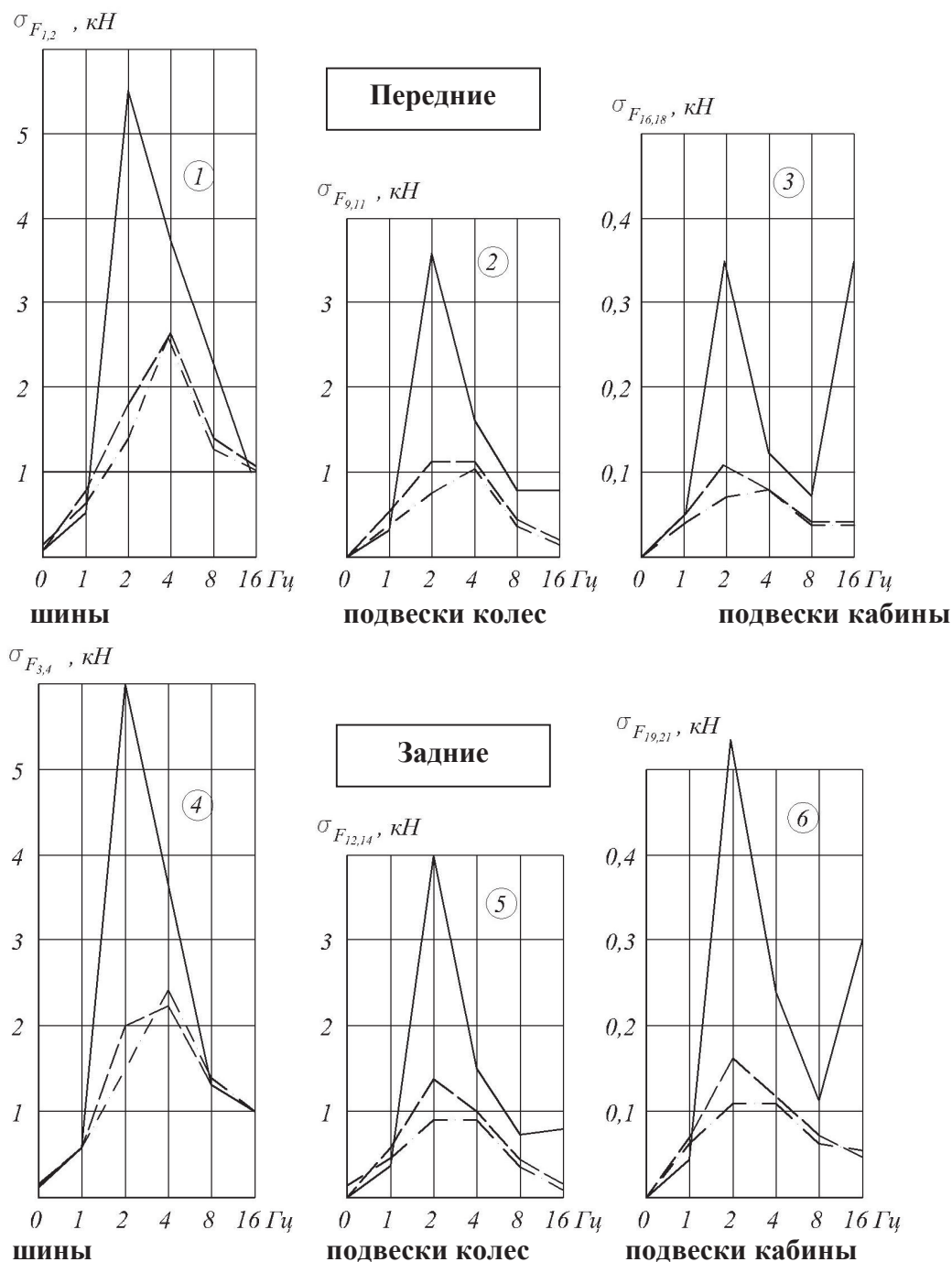


Рисунок 2. СКЗ суммарных сил в шинах (1, 4,) подвесках колес (2, 5) и подвесках кабины (3, 6) в ОДЧ с СГЧ 1, 2, 4, 8 и 16 Гц: — - подвески колес заблокированы; - - - - оптимальная подвеска колес; - · - · - «мягкая» подвеска колес

Для этого по аналогии со стандартным методом оценки уровня вибрации на сиденье оператора, который применялся на предыдущем этапе работы [2], рассчитаны СКЗ нагрузок подвесок в ОДЧ. На рисунке 2 представлены СКЗ исследуемых параметров в первых пяти ОДЧ (0,7 - 22,4 Гц). У графиков (1 - 6) по оси абсцисс обозначены СГЧ этих ОДЧ. Диапазон 0,16 - 07, Гц считается как нулевой (0,16 Гц – шаг и первая точка счета в программе). Такое представление выходных характеристик позволяет дать количественную и качественную оценку нагруженности элементов трактора.

Из графиков рисунка 2 видно, что основная эффективность регулируемых зависимых подвесок колес с оптимальными параметрами (вариант 2) проявляется во 2 ОДЧ с СГЧ 2 Гц: для передних и задних шин соответственно в 4,3 и 3,3 раза; для подвесок колес в 3,3 и 2,9 раза; для подвесок кабины с резиновыми амортизаторами в 3,5 - 3,4 раза. В 3 ОДЧ с СГЧ 4 Гц эффективность снижается до 1,5 - 2 раз. Для шин и подвесок колес эти показатели в 1,5 - 2 раза выше, чем общие для диапазона 0,16 - 22,4 Гц (см. выше и таблицу 1).

Иная картина наблюдается в 5 ОДЧ с СГЧ 16 Гц (11,2 - 22,4 Гц). Если для шин и подвесок колес СКЗ сил составляют здесь от 8 до 22% от значений этого параметра во 2 ОДЧ, то для подвесок кабины 94% (передняя) и 53% (задняя). Это говорит о том, что в этом диапазоне присутствуют участки графиков спектральных плотностей с достаточно выраженными максимумами. Действительно, последующий более подробный анализ кривых в этом диапазоне показал, что на частотах 17-20 Гц присутствуют максимумы с уровнем значений нормированных величин 0,06-0,2 (сравнить с рисунком 1), происхождение которых можно объяснить проявлением резонансов при колебаниях кабины на своей подвеске (четыре резиновых амортизатора жесткостью 1700 кН/м каждый).

В заключение можно отметить, что полученные абсолютные величины расчетных оценок СКЗ параметров вибронгруженности элементов динамической системы исследовавшегося трактора, которые анализировались в данной работе, хорошо соотносятся с реальными значениями аналогичных характеристик, полученных при испытаниях реальных объектов [1,2 – литература]. Это косвенно подтверждает правильность выбора теории и верность математической модели нагруженности машины.

Таким образом, результаты, представленные в [2], а также в таблице 1 и на рисунках 1, 2, говорят о комплексной эффективности регулируемых подвесок колес с оптимальными параметрами. С одной стороны, она значительно уменьшает динамические нагрузки на основные узлы трактора (шины, трансмиссия, мосты, остова, кабина), увеличивает их долговечность (при той же массе) или снижает массу (при той же долговечности). С другой стороны, обеспечивает комфортные условия труда оператора. С третьей – исключает крайне высокую неравномерность нагрузок от шин трактора на дорогу или агрофон, что будет положительно влиять на качество покрытия и урожайность.

Общий вывод

Проведенные теоретические исследования статистической динамики мобильной колесной машины при случайном воздействии от профиля пути, которые включали в себя:

- разработку обобщенной математической модели и программ для расчетов пространственной вибронгруженности элементов машины с учетом передней и задней навесок, кручения рамы, возможности использования континуальных подвесок колес, грузовой платформы или кабины, независимой и зависимой подвесок колес, наличия подрессоренного сиденья оператора [1];
- оптимизацию системы виброзащиты оператора трактора мощностью 110 кВт по критерию выполнения международного стандарта по вибрации [2];
- расчетную оценку деформации и нагруженности упругих элементов системы виброзащиты этого трактора (шины – подвеска колес – подвеска кабины), позволили создать теоретические основы комплексного решения широкого круга задач для проектирования мобильных машин с заданными характеристиками при их работе в условиях реальной эксплуатации.

Литература

1. Подрубалов В.К. Обобщенная математическая модель вибронагруженности мобильной машины при случайном кинематическом возбуждении. / В.К. Подрубалов, А.Н. Никитенко, М.В. Подрубалов // Известия МГМУ (МАМИ). – 2013. - № 2(16). – с. 203 - 211.
2. Подрубалов В.К. Оптимизация системы виброзащиты оператора мобильной машины при случайном кинематическом возбуждении. / В.К. Подрубалов, А.Н. Никитенко, М.В. Подрубалов // Известия МГМУ (МАМИ). – 2013. - № 2(16). – с. 212 - 220.
3. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента/ - М.: Мир. – 1972. – 381с.
4. Подрубалов В.К. Методы получения и спектральный анализ вибрационных характеристик искусственных треков. / В.К. Подрубалов, М.В. Подрубалов // Известия МГТУ «МАМИ». – 2012. № 2(14). Том 1. с. 303-310.

Проблемы развития систем с непосредственным впрыскиванием бензина для двигателей российского автотранспорта

д.т.н. проф. Фомин В.М., Шустров Ф.А.
Университет машиностроения
(495) 223-05-23, доб. 1048, avt@mami.ru

Аннотация. Анализируются проблемы, связанные с разработкой инновационных решений по созданию нового поколения высокоэффективных двигателей с непосредственным впрыскиванием бензина для отечественного транспортного комплекса. Несмотря на то что данный тип двигателей имеет очень высокий потенциал улучшения топливной экономичности, относительно дорогая и сложная система нейтрализации ОГ и ее чувствительность к качеству топлива, особенно к содержанию в нем серы, препятствует широкому применению таких систем в сфере российской автомобильной технологии.

Ключевые слова: внутреннее смесеобразование, непосредственный впрыск бензина, расслоенный заряд, послойное смесеобразование, топливная экономичность, экологические показатели, нейтрализатор, регенерация.

Под влиянием угрозы истощения нефтяных ресурсов и постоянно ужесточающихся экологических требований к автомобильным двигателям ведущие фирмы при создании новых моделей в качестве главных приоритетов принимают их показатели топливной экономичности и токсичности. С учетом этого на рубеже веков начался новый виток развития систем впрыскивания топлива, основанный на применении принципиально новых электронных систем непосредственного впрыскивания бензина (НВБ). Их использование на современных моделях автомобильных двигателей в настоящее время составляет около 7% среди всех систем топливоподачи.

Преимущество стратегии НВБ состоит в том, что она создает ряд важных предпосылок для организации более эффективного рабочего процесса ДВС благодаря возможности гибкого контроля способа смесеобразования, рационального выбора состава смеси и момента впрыскивания (таблица 1).

Раннее впрыскивание (на такте впуска) позволяет сформировать гомогенную смесь стехиометрического (слабо обогащенного на режимах ускорения) состава и обеспечить преимущества, характерные для данного способа смесеобразования: охлаждение заряда в цилиндре вследствие испарения впрыскиваемого топлива, повышение наполнения, уменьшенную склонность к детонации и, главное, предельно возможное достижение энергетических показателей двигателя.

Раннее впрыскивание (на такте впуска), при котором в цилиндре формируется слабо обедненная смесь, обуславливает улучшение сгорания при переходе с гомогенной на гетерогенную расслоенную смесь и наоборот. При этом устраняются рывки и провалы крутящего момента двигателя на переходных режимах, и, как следствие, обеспечивается улучшение ез-