

таний на осях всех колес. Перемещение ступиц колес по полученным ускорениям вычисляются следующим образом. Разложим функцию ускорения в ряд Фурье:

$$\overrightarrow{a(k\Delta\omega) + jb(k\Delta\omega)} = F \frac{d^2 y}{dt^2}.$$

Коэффициенты Фурье–преобразования функции перемещений пересчитываются по коэффициентам $a_k(\omega)$ и $b_k(\omega)$ в соответствии с формулой

$$a'_k(\omega) + jb'_k(\omega) = -\frac{1}{k^2 \Delta\omega^2} a_k - \frac{1}{k^2 \Delta\omega^2} b_k,$$

а функция перемещения будет определена как

$$\overrightarrow{y(i\Delta t)} = F^{-1}(\overrightarrow{a'_k + jb'_k}).$$

Используя $y(i\Delta t)$ по каждому из колес как перемещение ступиц, получим модель вибронатурженности, адекватную реальной дороге.

Таким образом, для решения поставленной задачи необходимо осуществить:

- моделирование используемых для данного класса автомобилей узлов шасси автомобиля МЗКТ;
- стендовые испытания тех же узлов;
- виртуальные испытания моделей;
- верификацию моделей;
- сравнительные испытания.

Выводы

В результате работы установлено, что исследование систем поддрессирования многоосных автомобилей на базе виртуальных испытаний дает положительный эффект при сборке полнокомплектной динамической модели системы поддрессирования или всего транспортного средства из верифицированных на основе стендовых испытаний моделей подсистем, узлов или отдельных элементов составляющих данную полнокомплектную модель. Верификация моделей отдельных узлов, или подсистем ведется на основании корректировки динамических свойств отдельных узлов модели по результатам стендовых испытаний их натуральных образцов. Стендовые испытания натуральных образцов являются неотъемлемой частью процесса моделирования и необходимы для изучения реальных динамических свойств объекта с целью адекватного отображения их в модели. В рамках машиностроительного предприятия стендовые испытания отдельных узлов необходимы для наращивания базы данных по всему ассортименту комплектующих, что в дальнейшем позволит в кратчайшие сроки проводить широкий спектр виртуальных испытаний на базе верифицированных моделей.

Литература

1. Жук Д.М., Кузьмик П.И., Маничев В.Б. и др. По ред Норенкова И.П. Системы автоматизированного проектирования, кн.9. Иллюстрированный словарь. Мн., «Высшая школа», 1988, 159 с.
2. Ротенберг Р.В.. Подвеска автомобиля и его колебания. МашГиз, М., 1960, 356 с.
3. Трудоношин В.А., Пивоварова В.Н.. Системы автоматизированного проектирования, кн.4. Математические модели технических объектов. Мн., «Высшая школа», 1988, 159 с.
4. Кончак В.С., Колесникович А.Н., Лазакович С.П., Хитриков С.В. Методы определения динамических характеристик упругих элементов подвески по экспериментальным данным. Известия НАН Беларуси, серия физ-техн.наук, № 2, Мн., 2008, С.20–25.

Поршневой двигатель с внутренней рекуперацией энергии выхлопных газов

д.т.н. проф. Глейзер А.И.

Тольяттинский государственный университет

Проблема сокращения расхода топлива автомобильным транспортом является чрезвычайной

чайно актуальной. Основными существующими направлениями решения этой проблемы являются:

1. Использование альтернативных видов топлива. Наиболее перспективными в качестве альтернативного топлива являются природный газ, электричество и водород, применение которых весьма благоприятно и с точки зрения экологии. Однако нельзя забывать, что массовый переход на любые из альтернативных видов энергии потребуют больших вложений и большого времени на создание соответствующей промышленной инфраструктуры. Данное замечание в равной мере относится и к водородному топливу, которое считается особенно перспективным. Действительно, запасы водорода практически неограниченны. Однако технология его получения относится к числу наиболее сложных и опасных. Кроме того, двигатель, работающий на водородном топливе, вопреки существующему мнению, не является вполне экологичным, т.к. при сжигании водорода в атмосфере воздуха отработавшие газы содержат такие вредные и опасные вещества, как оксиды азота и карбиды водорода.
2. Использование электрической энергии, запаасаемой в аккумуляторных батареях. Это наиболее экономичный и экологичный вид энергии. Однако, имеются весьма существенные недостатки – малый запас хода автомобиля, большое время, необходимое для зарядки аккумуляторов, высокая стоимость самих аккумуляторов, а при массовом переходе на электрическую тягу – недостаточный ресурс располагаемых мощностей существующих электростанций.
3. Использование электрической энергии, вырабатываемой топливными элементами, когда автомобиль снабжается батареей топливных элементов, в которой из обычного топлива путём многоступенчатой переработки вырабатывается водород и далее при использовании гальванического процесса – электричество. Недостаток данного решения заключается в чрезвычайной сложности самого процесса, высокой стоимости топливных элементов, а также в отсутствии отработанных технологий.
4. Использование гибридного привода, когда автомобиль снабжается тяговыми электродвигателями, аккумуляторными батареями и обычным двигателем внутреннего сгорания. Запуск двигателя и разгон автомобиля осуществляется за счёт электродвигателей, а мощность, вырабатываемая двигателем внутреннего сгорания, расходуется на подзарядку аккумуляторов. Расход топлива при движении по городскому циклу несколько сокращается (по некоторым оценкам на 5...10%), по сравнению с традиционной схемой. Но при этом значительно возрастает сложность конструкции, требующей новых технологий и компьютеризированных автоматических систем управления.

Как видим, возможности использования альтернативных видов энергии довольно ограничены, и проблема улучшения топливной экономичности остаётся весьма актуальной.

Предлагаемое решение не требует дополнительных расходов на создание новой инфраструктуры и может быть реализовано путём глубокой модернизации уже существующих двигателей внутреннего сгорания и традиционных технологий. Необходимый эффект может быть достигнут за счёт рекуперации некоторой части тепловой энергии выхлопных газов путём функционального разделения цилиндров двигателя на две группы: нагнетательных и рабочих. Сжатый воздух из нагнетательных цилиндров предварительно подогревается за счёт тепла выхлопных газов в специальном теплообменном аппарате и затем направляется непосредственно в рабочие цилиндры (патент RU 78527U1).

Известно, что общее количество тепловой энергии, выбрасываемой в атмосферу, в 2-3 раза превышает полезную механическую работу, и возможность рекуперации хотя бы небольшой доли этой бросовой энергии представляются весьма заманчивой. Идея реализуется следующим образом. Поршневой двигатель внутреннего сгорания, состоящий из блока цилиндров, соответствующего числа кривошипно-поршневых групп, работающих на общий коленвал, механизма газораспределения, например, клапанного типа, системы подачи топли-

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

ва, преимущественно методом непосредственного впрыска, системы зажигания, маслосистемы и системы охлаждения, дополнительно комплектуется системой газопроводов, теплообменником и, при необходимости, ресивером. При этом одна группа цилиндров используется в качестве рабочих и работают по циклу расширительной машины, а другая – в качестве нагнетателя, подающего сжатый воздух в рабочие цилиндры. Все цилиндры работают по двухтактному циклу. Сжатый воздух из нагнетательных цилиндров проходит через каналы теплообменника, где он предварительно нагревается за счёт тепла выхлопных газов, отводимых от рабочих цилиндров и направляемых через другие каналы того же теплообменника. Далее предварительно нагретый сжатый воздух поступает непосредственно в рабочие цилиндры. Здесь он смешивается с топливом, и после воспламенения образовавшиеся продукты сгорания расширяются, совершая полезную работу. Отработавший газ, проходя через теплообменник, и отдав часть тепла сжатому воздуху, идущему от нагнетательных цилиндров, отводится в атмосферу. В целом двигатель работает по циклу Отто. Однако функциональное разделение цилиндров позволяет рекуперировать значительную часть тепловой энергии отработавших газов с помощью включенного в конструкцию теплообменника. Именно за счёт такой рекуперации удастся достичь существенного повышения топливной экономичности. Другая важная характеристика двигателя – его удельная мощность (мощность, приходящаяся на единицу веса двигателя) не претерпевает существенного изменения благодаря двухтактной работе цилиндров.

Конструкция двигателя схематически изображена на рис. 1.

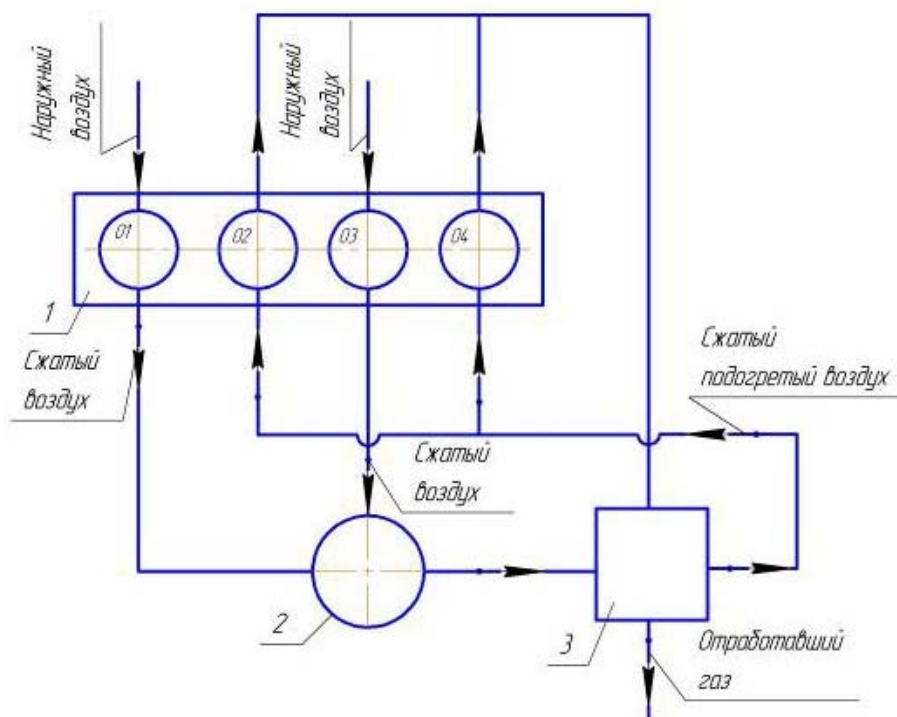


Рис. 1

Точками O1, O3 обозначены оси нагнетательных, а O2, O4 – рабочих цилиндров. Цилиндры O1, O3 являются нагнетательными и служат для сжатия атмосферного воздуха. Далее сжатый воздух поступает в теплообменник 3, где он предварительно подогревается за счёт тепла отработавших газов, и затем поступает через систему газораспределения в один из рабочих цилиндров, поршень которого находится в положении, близком к положению верхней мёртвой точки. После впрыска топлива, образовавшаяся топливно-воздушная смесь, воспламеняется и далее совершается рабочий ход, т.е. такт расширения. Отработавшие газы проходят через теплообменник, где они отдают часть своей тепловой энергии новой порции

свежего воздуха, после чего выбрасываются в атмосферу.

Для предварительной оценки эффективности представленного решения рассмотрим идеализированный термодинамический цикл, аппроксимирующий цикл Отто, включающий в себя процессы: адиабатического сжатия (процесс 1-2), изохорного процесса с подводом тепла (2-3), и адиабатического расширения (процесс 3-4).

Имеем расчётные формулы:

$$\begin{aligned}
 T_2 &= T_1 \cdot \varepsilon^\nu; & T_4 &= T_3 \cdot \varepsilon^{-\nu}; \\
 W_{1-2} &= m \cdot R(T_1 - T_2) / \nu; \\
 W_{3-4} &= m \cdot R(T_3 - T_4) / \nu; & \nu &= k - 1; \\
 W &= W_{3-4} - W_{1-2}; \\
 \eta_2 &= \frac{W}{C_V} (T_3 - T_2); & \eta_3 &= \frac{W}{C_V} (T_3 - T_2 - q(T_4 - T_2)); \\
 \zeta(\varepsilon) &= \frac{\eta_2}{\eta_1}; & w(\varepsilon) &= \frac{W}{W_{\max}}.
 \end{aligned}$$

Здесь обозначено: m - масса газа, участвующего в одном цикле; R - газовая постоянная; k - показатель адиабаты; T_1, T_2, T_3, T_4 - абсолютные температуры; W - полезная механическая работа, совершённая за один цикл, W_{1-2}, W_{3-4} - работа, совершённая газом при сжатии и расширении; η_1, η_2 - термические КПД циклов без рекуперации энергии выхлопных газов и с рекуперацией соответственно; q - коэффициент рекуперации; C_V - теплоёмкость газа при постоянном объёме; $\zeta(\varepsilon), w(\varepsilon)$ - коэффициенты, характеризующие изменение термодинамического КПД и удельной мощности при работе двигателя по предлагаемому модернизированному циклу по сравнению с традиционным (т.е. без рекуперации энергии выхлопных газов) циклом.

В расчёте принимались следующие значения параметров: $k=1,4, R=287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}, C_V=720 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}, T_1=290^\circ\text{K}, T_3=1500^\circ\text{K}, q=0,9$.

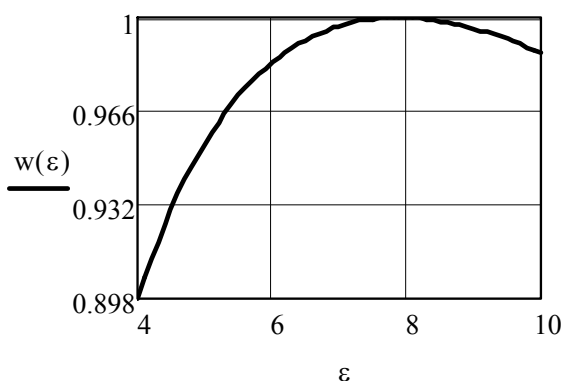


Рис. 2

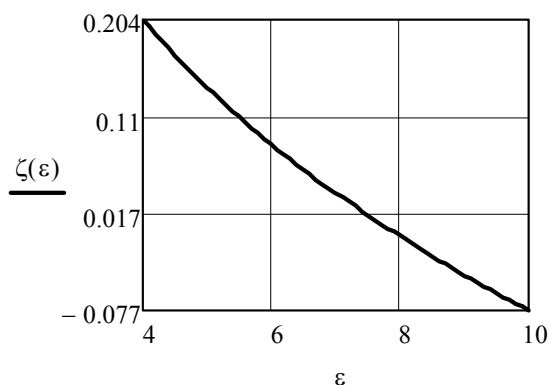


Рис. 3

На рисунках 2 и 3 представлены графики зависимостей $w(\varepsilon), \zeta(\varepsilon)$ от степени сжатия. С повышением ε уменьшается разница температур $\Delta T = T_4 - T_2$, а при $\varepsilon > 8$ и $T_3 = 1500^\circ\text{K}$ она становится даже отрицательной. Рекуперация энергии в этом случае становится невоз-

можной.

Реальное повышение термического КПД за счёт рекуперации части энергии выхлопных газов при указанной температуре T_3 возможно при относительно небольших степенях сжатия, например, при $\varepsilon = 5 \dots 5,5$. Тогда прирост КПД достигает 14%. Наблюдаемое при этом снижение удельной мощности двигателя на (7...10)% легко компенсировать за счёт увеличения объёма двигателя и (или) частоты вращения. С увеличением T_3 , а также при снижении температуры T_1 на входе в двигатель прирост термического КПД будет более значительным.

Столь существенное повышение термического КПД служит серьёзным основанием для реализации данной идеи. Для сравнения укажем, что примерно такой же эффективности можно достичь за счёт применения гибридного привода, но стоимость автомобиля при этом многократно возрастает. В то же время создание двигателей внутреннего сгорания повышенной экономичности, основанной на рекуперации части тепловой энергии выхлопных газов может быть достигнуто в рамках глубокой модернизации уже существующих изделий, работающих по традиционному термодинамическому циклу, и с применением уже существующих.

Кинематика кривошипно-шатунного механизма с двумя коленчатыми валами

к.т.н. доц. Грабовский А.А.

Пензенский государственный университет

Одним из наиболее эффективных путей повышения качества технических систем является совершенствование конструкции их элементов и самих систем в целом. Применительно к двигателям внутреннего сгорания это улучшение их эффективности достигается за счёт повышения экономичности и снижения потерь, что естественно улучшает их экологичность. Не на последнем месте надёжность и долговечность ДВС. Применение комплексного подхода в процессе совершенствования тепловых двигателей затруднено, поэтому в основном усовершенствованию подвергались системы ДВС, которые напрямую определяют эффективность процессов газообмена, горения, выпуска отработавших газов и т. д. Это система питания, зажигания и отвода отработавших газов. Много усовершенствований можно найти в газораспределительном механизме. И каждые 10-20 лет разработчики возвращаются к двухтактным двигателям, которые при прочих равных условиях более эффективны, чем четырёхтактные. Несколько меньшим доработкам подвергались системы смазки и охлаждения. И менее всего усовершенствований выпало на долю кривошипно-шатунного механизма (КШМ), притом что в КШМ кроются основные потери на трение. Это трение скольжения в коренных и шатунных подшипниках, это трение между деталями цилиндропоршневой группы и особенно между юбкой поршня и цилиндром. А их соударение при переложении действия сил в КШМ вызывает шум и вибрацию, сопровождающие работу двигателя.

Известны кривошипно-шатунные механизмы, у которых с целью снижения нормальной боковой силы давления поршня на цилиндр, а, следовательно, и потерь на трение, уменьшают коэффициент кинематического подобия $\lambda = R/L$, уменьшая радиус кривошипа R или увеличивая длину шатуна L . В первом случае уменьшается ход поршня, а следовательно, и рабочий объём цилиндра, а во втором случае увеличивается высота двигателя. При использовании дезаксиальных КШМ несколько снижается неравномерность износа деталей цилиндропоршневой группы, но потери на трение сохраняются [1...4].

В случае смещения оси цилиндра уменьшается разница в давлении поршня на правую и левую стороны цилиндра. Во время рабочего хода давление поршня на стенку цилиндра уменьшается, а во время хода сжатия оно увеличивается, что, в общем, обуславливает более