

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ФАЗИРОВАННОЙ ПОДАЧИ МАЛЫХ ДОБАВОК ВОДОРОДА ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РОТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВАНКЕЛЯ

*Е.А. Федянов, д.т.н., проф., зав кафедрой,
Ю.В. Левин, к.т.н, доцент, С.Н. Шумский, к.т.н., доцент
Волгоградский государственный технический университет*

Роторно-поршневой двигатель, выполненный по схеме Ванкеля, является альтернативой традиционным поршневым двигателям. Двигатель Ванкеля обладает рядом преимуществ, таких как малые габариты и вес, большая удельная мощность по сравнению с поршневыми двигателями. Однако недостатки, в том числе связанные с повышенным расходом топлива и высокой концентрацией несгоревших углеводородов в отработавших газах, препятствуют широкому распространению двигателей этого типа. Повышение скорости распространения пламени за счет добавок к основному топливу свободного водорода способствует уменьшению недогорания части топлива у задней по направлению вращения вершины ротора. Двигатель Ванкеля более приспособлен для использования водорода, чем традиционные поршневые двигатели, из-за меньшей вероятности преждевременного воспламенения и обратной вспышки. Представлены результаты экспериментальных исследований рабочего процесса роторно-поршневого двигателя Ванкеля ВАЗ-311 с фазированной подачей добавки водорода. Улучшение экологических и экономических показателей роторно-поршневого двигателя можно добиться за счет изменения момента подачи водорода.

Подавляющее большинство двигателей внутреннего сгорания для наземного транспорта — это поршневые двигатели с возвратно-поступательным движением поршня и кривошипно-шатунным механизмом. Двигатели такой кинематической схемы технологичны и имеют наилучшее соотношение площади поверхности камеры сгорания к ее объему. Вместе с тем наличие достаточно массивных деталей, совершающих возвратно-поступательно движение, является недостатком этих двигателей, так как приводит к появлению значительных сил инерции [1, 2]. Возникает проблема уравнивания действия сил инерции с тем, чтобы избежать нежелательных вибраций.

Стремление избавиться от недостатков двигателей с возвратно-поступательным движением поршней обусловило многочисленные попытки



создания различных вариантов роторных двигателей внутреннего сгорания. Большинство предложенных конструкций роторных двигателей оказались по тем или иным причинам неработоспособными [3, 4].

К настоящему времени работоспособный вариант роторного двигателя с приемлемыми показателями, в том числе по надежности, удалось создать лишь на основе конструктивной схемы, предложенной Феликсом Ванкелем [1, 4–7].

Роторно-поршневые двигатели (РПД), выполненные по этой схеме, хорошо уравновешены и обладают по сравнению с поршневыми двигателями внутреннего сгорания большей удельной мощностью. В связи с этим

они представляют собой серьезную альтернативу двухтактным бензиновым двигателям для маломерных судов, а также четырехтактным двигателям легкомоторной авиации [8–10]. Широкому применению РПД в автомобилестроении препятствует то, что эти двигатели имеют несколько больший эксплуатационный расход топлива, а в их ОГ содержится повышенное количество несгоревших углеводородов.

Причиной указанных недостатков является, в значительной мере, свойственное этим двигателям недогорание топливовоздушной смеси вблизи задней по ходу вращения вершины ротора. Распространению фронта пламени в сторону этой части камеры сгорания препятствует од-

нонаправленное движение топливоздушной смеси, обусловленное вращением ротора. Как показывают исследования [9–14], в том числе проведенные авторами [15–19], уменьшить недогорание топливоздушной смеси у задней вершины ротора в РПД можно за счет использования добавок свободного водорода к основному топливу. Повышенная концентрация водорода, обладающего высокой химической активностью и, как следствие, самой высокой среди углеводородных топлив нормальной скоростью горения, позволяет увеличить скорость распространения пламени в топливоздушной смеси в сторону задней вершины ротора.

Как следует из анализа результатов моделирования процесса сгорания в РПД [16–18], полное сгорание бензовоздушной смеси у задней вершины ротора достигается при добавках свободного водорода, превышающих 10 % от массы основного топлива. Энергетически и экономически приемлемых способов получения столь значительных добавок водорода непосредственно на борту транспортного средства в настоящее время не известно [18–20]. Поэтому представляет интерес уменьшение требуемой добавки водорода за счет его распределения по рабочей камере РПД.

Распределение водородной добавки по объему рабочей камеры можно осуществить за счет фазированной подачи водорода на такте впуска. Учитывая особенности течения заряда в камеру РПД при впуске, имеется возможность повысить концентрацию водорода в той части рабочей камеры, которая примыкает к задней вершине ротора, сместив начало подачи водорода относительно начала такта впуска [21].

Оценить требуемое смещение момента начала подачи водорода относительно начала такта впуска можно на основе анализа протекания процесса впуска с учетом конструктивной схемы РПД, изображенной на рис. 1. Начало такта впуска определяется моментом, когда при движении ротора от верхней мертвой точки рабочая кромка ротора открывает боковые впускные окна, через которые смесь воздуха и основного углеводородного топлива поступает в рабочую камеру. Как можно предполагать, исходя из геометрии рабочих камер РПД и направления движения в них топливоздушной смеси, добавку водорода к основной топливоздушной смеси можно в большей ее части сконцентрировать в зоне задней вершины ротора, если водородная форсунка начнет подачу водорода с опережением φ_T по углу поворота ротора относительно его задней вершины, которое соответствует опережению относительно задней вершины момента подачи искры на свечу «Т» в предыдущей по ходу вращения ротора рабочей камере.

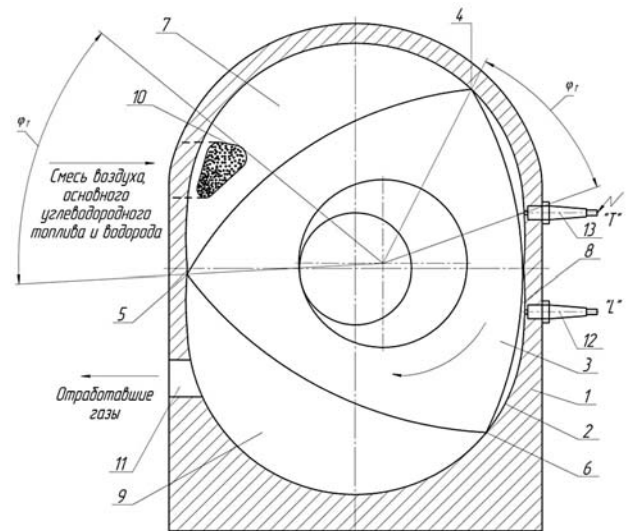


Рис. 1. Момент начала подачи водорода при расщеплении топливоздушного заряда в РПД:

1 — статор; 2 — эпитрохоидная поверхность; 3 — ротор; 4, 5, 6 — вершины ротора; 7, 8, 9 — рабочие камеры РПД; 10 — боковое впускное окно; 11 — выпускное окно; 12 — свеча зажигания «L»; 13 — свеча зажигания «Т»

С целью определения оптимального момента подачи водорода на такте впуска были проведены экспериментальные исследования на односекционном двигателе ВАЗ-311 с рабочим объемом 649 см³ и степенью сжатия 9,3. РПД был установлен на испытательном стенде, оснащенный комплексом необходимой измерительной аппаратурой. В качестве основного топлива использовался бензин, подаваемый через форсунку. Дополнительная газовая форсунка для подачи водорода смонтирована в непосредственной близости от впускного коллектора РПД Ванкеля и соединена с водородным жиклером, установленным в стенке впускного патрубка, коротким гибким шлангом. Ось водородного жиклера направлена в сторону впускного окна РПД под острым углом к оси бензиновой форсунки. Электронная система управления впрыскиванием позволяла в широких пределах варьировать моментами начала и длительностью впрыскивания обеих форсунок.

Испытания проводились на режиме $n = 2000$ об/мин, $p_e = 0,2$ МПа, который примерно соответствует осредненному режиму работы автомобильного двигателя в городском испытательном цикле. При этом углы опережения зажигания на обеих свечах устанавливались оптимальными для работы РПД на бензовоздушной смеси и не изменялись при использовании добавки водорода. Угол опережения зажигания для лидирующей свечи зажигания «L» составлял 26° по углу поворота эксцентрикового вала (ПЭВ) до ВМТ, для дожигающей свечи «Т» — 30° ПЭВ до ВМТ.

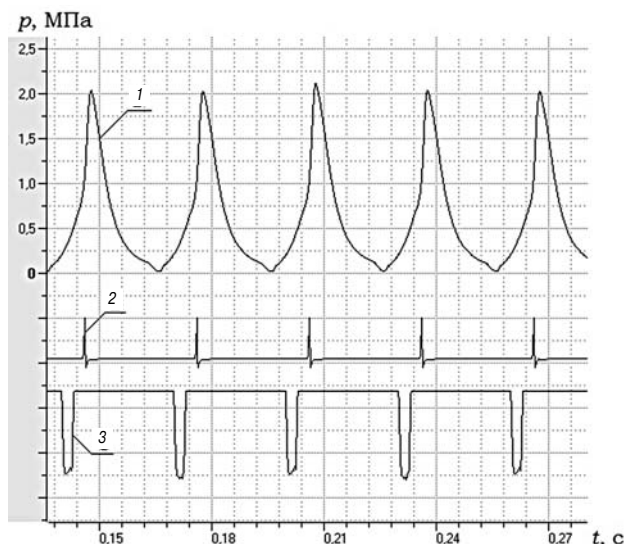


Рис. 2. Пример записи сигналов РПД:

1 — запись давления в рабочей камере РПД; 2 — отметка ВМТ; 3 — сигнал открытия водородной форсунки

Запись давления в камере сгорания РПД осуществлялась с помощью пьезоэлектрического датчика фирмы «Kistler» (тип 6118В), встроенного в свечу зажигания «L». Помимо давления на другие каналы АЦП подавались импульсы с водородной форсунки и датчика положения ВМТ. Пример записи сигналов представлен на рис. 2.

Состав топливоздушная смеси в камере сгорания поддерживался стехиометрическим, среднее по камере значение массовой добавки водорода составляло 2 %.

Момент начала впрыскивания бензина и длительность его впрыскивания не менялись. Момент открытия газовой форсунки варьировали, изменяя фазу подачи водорода относительно фазы подачи бензина.

Значения углов начала подачи водорода, при которых были проведены испытания и определены показатели РПД, представлены в таблице. В ней приведены полученные значения содержания несгоревших углеводородов и оксида углерода, а также среднеквадратичного отклонения для величины максимального давления цикла. В таблице угол ψ_1 показывает момент начала подачи водорода относительно начала открытия

Результаты испытаний с расслоением заряда

ψ_1° ПЭВ от начала впуска	ψ_2° ПЭВ до ВМТ	C_{xH_2} , ppm	CO, %	σ_{p_i} , МПа
45	105	500	0,4	0,06
63	87	484	0,38	0,057
80	70	452	0,33	0,056
97	53	419	0,28	0,051
113	37	422	0,32	0,057
129	21	460	0,35	0,068

впускного окна рабочей кромкой ротора, а угол ψ_2 — момент начала подачи водорода относительно ВМТ для соседней по ходу вращения ротора рабочей камеры. Первая строка соответствует случаю, когда моменты начала подачи водорода и бензина совпадают.

В качестве количественной меры межциклового неидентичности процесса сгорания была выбрана величина среднеквадратичного отклонения значений максимального давления для последовательности рабочих циклов:

$$\sigma_{p_i} = \sqrt{\frac{\sum_i^n (p_i^{\max} - \overline{p_i^{\max}})^2}{n}}, \quad (1)$$

где p_i^{\max} — максимальное давление, МПа; $\overline{p_i^{\max}}$ — среднее значение максимального давления, полученное в результате обработки n последовательных циклов, МПа; n — число рассматриваемых последовательных циклов.

При работе РПД с добавками водорода величину удельного расхода топлива определяли с учетом величины добавки водорода:

$$g_e = \frac{G_b + G_{H_2} \cdot H_{uH_2} / H_{ub}}{N_e}, \quad (2)$$

где G_b , G_{H_2} — расходы бензина и водорода, г/ч; H_{ub} , H_{uH_2} — низшие теплоты сгорания бензина и водорода; N_e — эффективная мощность двигателя.

Анализ приведенных в таблице данных позволяет указать оптимальное смещение начала подачи водорода, при котором эффект от добавки максимальный. На рис. 3 показан график изменения удельного эффективного расхода топлива от угла ψ_1 . Видно, что минимальный удельный эффективный расход топлива достигается при значениях угла ψ_1 , лежащих в интервале от 90 до 100 град ПЭВ. Это соответствует запаздыванию впрыскивания водорода на 50–60 град ПЭВ относительно начала впрыскивания бензина.

При оптимальном фазировании момента подачи водорода эффективный удельный расход топлива на 4,2 % меньше, чем при одновременной подаче бензина и водорода (крайняя левая точка на графике). По сравнению с работой на бензовоздушной смеси без добавок водорода удельный расход топлива при фазированной подаче 2 % водорода снижается примерно на 6 %.

Минимальному расходу топлива, как это следует из данных таблицы, соответствуют минимальные выбросы несгоревших углеводородов и оксида углерода, а также минимальный уровень межциклового неидентичности.

Проведенные эксперименты подтвердили предположение о том, что оптимальный момент начала подачи водорода по углу поворота ротора

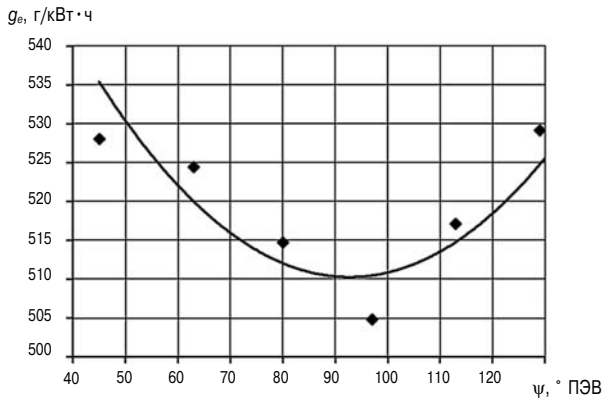


Рис. 3. Зависимость удельного эффективного расхода топлива от момента подачи водорода относительно начала такта впуска

согласуется с углом опережения зажигания на свече «Т». Угол поворота эксцентрикового вала, равный 97° после начала такта впуска, при котором расход топлива становится минимальным, соответствует 53° ПЭВ до ВМТ для соседней камеры, в которой осуществляется сжатие и рабочий ход. С учетом продолжительности впрыскивания водорода и времени перемещения водорода от форсунки до рабочей камеры центр области, наиболее обогащенной водородом, располагается в той части ротора, которой соответствует в соседней камере угол поворота эксцентрикового вала до ВМТ, меньший 53°, то есть приближенный к углу опережения зажигания на свече «Т».

Таким образом, проведенные исследования показали, что фазирова подачу водорода, а именно подавая водород с некоторой задержкой относительно начала подачи основного топлива — бензина, можно повысить эффективность добавки водорода. Снижение удельного расхода топлива на 6 %, полученное в опытах при фазированной добавке 2 % водорода, достигается при синхронной подаче водорода в количестве не менее 5 % от массы подаваемого бензина. Для РПД наземных транспортных машин значения расходов водорода при его фазированной подаче, обеспечивающие положительный эффект, могут быть получены бортовыми генераторами водорода, в том числе генераторами синтез-газа с использованием теплоты отходящих газов двигателя.

Литература

1. Pulkrabek W.W. Engineering fundamentals of the internal combustion engine. Upper Saddle River : Pearson Prentice Hall, 2014.
2. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М. : Высш. шк., 2008.
3. Чантурия, И.Г. Перспективный роторный ДВС / И.Г. Чантурия, О.Г. Чантурия // Автомобильная промышленность. 2007. № 7. С. 22–24.

4. Hu C. et al. Development of Rotary Piston Engine Worldwide // AASRI International Conference on Industrial Electronics and Applications (IEA 2015). Atlantis Press, 2015.

5. Ribau J. et al. Analysis of four-stroke, Wankel, and microturbine based range extenders for electric vehicles // Energy Conversion and Management. 2012. Т. 58. С. 120–133.

6. Wakayama N. et al. Development of hydrogen rotary engine vehicle //16th World Hydrogen Energy Conference (Lyon, France, 2006). 2006.

7. Ribau J. et al. Analysis of four-stroke, Wankel, and microturbine based range extenders for electric vehicles // Energy Conversion and Management. 2012. Т. 58. С. 120–133.

8. Boretti A., Jiang S., Scalzo J. A novel wankel engine featuring jet ignition and port or direct injection for faster and more complete combustion especially designed for gaseous fuels. SAE Technical Paper, 2015. № 2015-01-0007.

9. Ozcanli M. et al. Recent studies on hydrogen usage in Wankel SI engine // International Journal of Hydrogen Energy. 2018. Т. 43, № 38. С. 18037–18045.

10. Amrouche F. et al. Extending the lean operation limit of a gasoline Wankel rotary engine using hydrogen enrichment // International Journal of Hydrogen Energy. 2016. Т. 41, № 32. С. 14261–14271.

11. Su T. et al. Improving the combustion performance of a gasoline rotary engine by hydrogen enrichment at various conditions // International journal of hydrogen energy. 2018. Т. 43, № 3. С. 1902–1908.

12. Yang J. et al. Numerical investigation of the effects of hydrogen enrichment on combustion and emissions formation processes in a gasoline rotary engine // Energy Conversion and Management. 2017. Т. 151. С. 136–146.

13. Zambalov S.D., Yakovlev I.A., Skripnyak V.A. Numerical simulation of hydrogen combustion process in rotary engine with laser ignition system // International journal of hydrogen energy. 2017. Т. 42, № 27. С. 17251–17259.

14. Shi C. et al. Combined influence of hydrogen direct-injection pressure and nozzle diameter on lean combustion in a spark-ignited rotary engine // Energy Conversion and Management. 2019. Т. 195. С. 1124–1137.

15. Федянов Е.А. и др. Влияние добавок свободного водорода на экологические показатели роторно-поршневого двигателя // Двигателестроение. 2018. № 2. С. 35–38.

16. Fedyanov E.A. et al. Modelling of flame propagation in the gasoline fuelled Wankel rotary engine with hydrogen additives // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing. 2017. Т. 177, № 1. С. 012076.

17. Itkis E.M., Fedyanov E.A., Levin Y.V. Experimental and Numerical Investigation of Influence of Hydrogen Addition to Hydrocarbon Fuel on Wankel Rotary Engine Performance // International Conference on Industrial Engineering. Springer, Cham, 2018. С. 2079–2087.

18. Федянов Е.А. и др. Теоретическое исследование процесса сгорания в роторно-поршневых двигателях Ванкеля с добавками водорода // Двигателестроение. 2014. № 4. С. 16–18.

19. Verhelst S., Wallner T. Hydrogen-fueled internal combustion engines // Progress in energy and combustion science. 2009. Т. 35, № 6. С. 490–527.

20. Singh A.P. et al. (ed.). Prospects of Alternative Transportation Fuels. Springer Singapore, 2018.

21. Пат. 2546933 РФ, МПК F02B53/10. Способ работы роторно-поршневого двигателя внутреннего сгорания / Е.А. Федянов, Е.А. Захаров, Ю.В. Левин, Е.М. Гольденберг; ВолгГТУ. 2015.