

УДК 621.43: 629. 113 (075.3)

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ И ПУТИ ИХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ

Г.Г. Манасарян

Национальный политехнический университет Армении

Проведен анализ конструкций как поршневого двигателя внутреннего сгорания, так и роторного двигателя Ванкеля. Представлены их основные недостатки, в частности:

- сгорание в них происходит в основном в увеличивающемся объеме;
- процесс сгорания осуществляется в том же объеме, в котором происходят и остальные такты;
- в связи с ограниченным временем горения не все топливо успевает сгореть полностью, и часть несгоревшего топлива (на некоторых режимах - до 25%) выбрасывается в атмосферу;
- в поршневом двигателе моментобразующее плечо мало и непостоянно и имеет свою максимальную величину при минимальном давлении на днище поршня, и наоборот;
- в двигателе Ванкеля лишь некоторая часть давления от сгоревшего топлива (приблизительно треть) расходуется на вращение ротора и создает крутящий момент;
- в четырехтактном поршневом двигателе за один оборот коленчатого вала реализуется 0,5 такта полезной работы, а в двигателе Ванкеля за тот же оборот вала реализуется 0,75 такта полезной работы, что в принципе очень мало для образования значительного крутящего момента;
- в случае применения кривошипно-шатунного механизма его необходимо полностью уравновесить, так как при больших оборотах возникают неуравновешенные силы инерции I и II порядка, что является одной из причин ограничения частоты вращения коленчатого вала двигателя.

С учетом выявленных недостатков рассмотренных двигателей внутреннего сгорания даны рекомендации по созданию более совершенного двигателя, обеспечивающего больший крутящий момент и мощность в сравнении с существующими.

Ключевые слова: поршневой двигатель внутреннего сгорания, роторный двигатель Ванкеля, сгорание, объем, крутящий момент, мощность.

Введение. За свою более чем 150-летнюю историю двигатель внутреннего сгорания (ДВС) практически не изменился и фигурирует сегодня в том же виде на большинстве современных автомобилей. В нем присутствуют все те же элементы, что были установлены на газовом двигателе французского механика Жана Этьена Ленуара (1860 г.), а именно - цилиндр, поршень, шатун, коленчатый вал и маховик.

Предназначение двигателя ясно: необходимо превратить энергию сжигае-

мого топлива в работу. Для полного и экологически чистого сжигания топлива необходимо определенное количество воздуха, а также достаточное время и температура для сгорания.

Целью работы является анализ конструкций поршневого ДВС и двигателя Ванкеля, выявление их основных недостатков и выдача рекомендаций по созданию более совершенного двигателя.

Устройство и работа четырехтактного ДВС. Принцип работы традиционных поршневых бензиновых и дизельных ДВС известен давно [1-3]. Остановимся более подробно на моменте воспламенения и процессе сгорания топливовоздушной смеси в бензиновом двигателе.

Известно, что в реальном бензиновом двигателе для осуществления сгорания основной массы топливовоздушной смеси в объеме камеры сгорания необходимо подвести искру несколько раньше, чем поршень займет верхнюю мертвую точку (ВМТ). Момент подачи искры называется углом опережения зажигания. Он зависит от многих факторов, в том числе и от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Чем выше обороты двигателя, тем больше должен быть и угол опережения зажигания. Это связано с тем, что скорость нормального горения топливовоздушной смеси практически постоянна (20...40 м/с, в некоторых случаях может достигать до 60 м/с). А если оставить угол опережения зажигания неизменным, то при увеличении частоты вращения вала двигателя основная масса смеси будет сгорать уже не в объеме камеры сгорания, а во всем объеме цилиндра, что вызовет падение мощности и перегрев двигателя.

На рисунке представлена развернутая индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя. На ней указано изменение давления (P) в цилиндре двигателя в зависимости от угла поворота (φ^0) коленчатого вала [1, 3].

Пунктирными линиями представлено изменение давления при выключенной системе зажигания, сплошной линией – то же, при работающей системе зажигания. Точка 1 – момент подачи искры, θ^0 – угол опережения зажигания. Для данного двигателя этот угол составляет 18^0 (при оборотах коленчатого вала в 2000 об/мин и коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1,02$). В точке 2 давление в цилиндре двигателя начинает возрастать. Точка 3 соответствует давлению в надпоршневом пространстве при нахождении поршня в ВМТ, которое в данном случае равно 2,8 МПа. Давление в той же точке при отключенной системе зажигания соответствует 1,2 МПа.

Однако не следует забывать, что поршень от точки 2 к точке 3 все еще движется вверх, к ВМТ, и разница давлений при работающей и выключенной системе зажигания постоянно возрастает, что значительно препятствует его движению вверх, создавая обратный крутящий момент на валу двигателя, на преодоление которого расходуется часть мощности двигателя.

Далее, несмотря на то, что поршень прошел ВМТ и надпоршневой объем начал увеличиваться, давление в цилиндре, как видно из диаграммы, все еще

возрастает и достигает своего максимума в точке 4, которая соответствует положению поршня в начале такта расширения (приблизительно 9° поворота коленчатого вала после ВМТ).

Теперь посмотрим, что происходит с крутящим моментом двигателя.

Как было указано выше, начиная с точки 2 и до достижения поршнем ВМТ на его днище действует постоянно возрастающая сила, препятствующая его движению вверх и создающая обратный крутящий момент.

В ВМТ (точка 3) вся сила давления газов направлена перпендикулярно вниз, и моментобразующее плечо в этой точке равно нулю. Естественно, что и крутящий момент в этой точке также будет равен нулю. После прохождения ВМТ начинает образовываться плечо, т.е. и крутящий момент. До точки 4 (приблизительно 9° поворота коленчатого вала после ВМТ) одновременно возрастают и сила давления газов на днище поршня, и плечо, т.е. идет интенсивное нарастание крутящего момента. В дальнейшем, как видно из диаграммы, с увеличением объема надпоршневого пространства давление в нем начинает резко падать, однако плечо все еще продолжает увеличиваться.

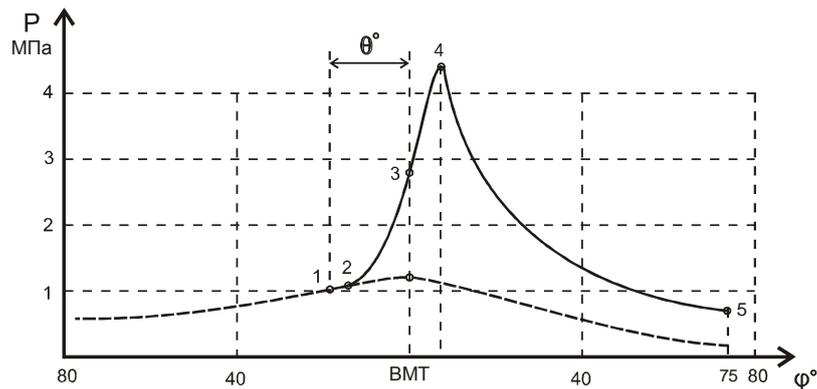


Рис. Развернутая индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя

В современных двигателях соотношение радиуса кривошипа и длины шатуна таково, что наибольшее плечо образуется при повороте коленчатого вала на угол приблизительно $70...75^\circ$ после ВМТ. Однако, как ясно видно из индикаторной диаграммы, давление газов в этот момент практически минимально (точка 5).

Из вышеизложенного ясно следует, что в поршневом двигателе максимальное давление от сгоревшего топлива необходимо подвести к поршню либо в точке наибольшего плеча, т.е. в районе $\varphi = 70...75^\circ$, либо сделать так, чтобы максимальное плечо соответствовало точке $\varphi = 9^\circ$ (точка наибольшего давления). Однако в двигателе с кривошипно-шатунным механизмом ни один из этих способов не может быть реализован.

Итак, не говоря о неизбежных тепловых потерях, можно утверждать, что энергия, полученная в результате сгорания топлива, используется в данном

механизме весьма неэффективно. Помимо этого, плечо крутящего момента непостоянно и имеет практически минимальное значение при максимальной силе и наоборот – максимальное значение при практически минимальной силе, действующей на днище поршня. Отсюда и заведомо низкий крутящий момент.

Необходимо отметить также, что в связи с очень малым временем горения не все топливо успевает полностью сгореть в цилиндре двигателя, и его значительная часть (в отдельных случаях - до 25%) выбрасывается в атмосферу, ввиду чего на автомобилях устанавливают специальные нейтрализаторы, в которых и происходит дожигание несгоревшего топлива.

Вопрос улучшения процесса сгорания топлива в поршневом двигателе всегда находился в центре внимания инженеров. Так, еще в 50-х годах прошлого столетия в СССР зародилась идея бензинового двигателя с так называемым форкамерно-факельным воспламенением [1, 4].

Суть идеи достаточно проста. В маленькую камеру, отделенную от цилиндра сравнительно узким каналом, подается обогащенная, а в сам цилиндр – обедненная смесь так, чтобы суммарный коэффициент избытка воздуха был $\alpha = 1,3 \dots 1,4$ и более. В конце такта сжатия обогащенная смесь в форкамере воспламеняется искрой, но, поскольку слишком велик избыток топлива, образуются в основном продукты частичного окисления – очень активные радикалы, которые выбрасываются через сопло форкамеры в виде факела в цилиндр, в котором находится обедненная смесь. Благодаря факелу основная топливовоздушная смесь в цилиндре сгорает практически полностью, выброс углеродосодержащей группы минимизируется, повышается топливная экономичность. Заволжским моторным заводом было произведено около 27 тыс. двигателей ЗМЗ-4022.10 с форкамерно-факельным воспламенением, которые были установлены в основном на автомобили ГАЗ – 3102.

Европейские двигателисты пошли несколько иным путем. В те же 50-е годы прошлого столетия было решено улучшить сгорание бензина в цилиндре путем измельчения частичек топлива, поступающих в цилиндры двигателя. Была применена система впрыска бензина под большим давлением через специальные форсунки – инжекторы, что позволило приблизительно в 10 раз уменьшить диаметр частицы впрыскиваемого топлива по сравнению с процессом карбюратизации [5].

Эта система из года в год совершенствовалась: был осуществлен переход от одноточечной системы впрыска к многоточечной, а затем и к непосредственному впрыску, позволяющему работать двигателю на сверхобедненной топливовоздушной смеси ($\alpha \approx 2,8$).

Все это, несомненно, улучшило технические характеристики поршневых двигателей. Однако, исходя из вышеизложенного, можно заключить, что поршневые ДВС ввиду своих конструктивных особенностей не в состоянии эффективно преобразовывать тепловую энергию в механическую работу, что отрицательно сказывается на их мощностных показателях.

Устройство и работа роторного двигателя Ванкеля. В 1936 г. немецкие механики Феликс Ванкель и Вальтер Фройде, учитывая недостатки поршневого двигателя, создали роторный ДВС [6, 7]. В этом двигателе значительно меньше деталей, в частности, отсутствуют поршни, шатуны и традиционный клапанный механизм газораспределения. Двигатель снабжен треугольным ротором, совершающим сложное планетарное движение внутри корпуса, имеющего внутреннюю эпитрохоидальную поверхность.

Однако он обладает некоторыми существенными недостатками. В нем герметизация рабочих полостей обеспечивается специальными уплотнительными пластинами, а давление газов воспринимается гранью треугольного ротора.

Сгоревшие газы давят на эту грань и придают ротору вращательно-поступательное движение. Ротор, который подвижно насажен на эксцентриковый вал, вращаясь вокруг своего геометрического центра, одновременно совершает вращательно-поступательное движение внутри полости рабочей камеры [8].

В этом двигателе невозможно сразу передать вращательное движение от ротора валу, поэтому в его конструкцию включен дополнительный элемент – эксцентриковый вал, который, по сути, является все тем же коленчатым валом.

В итоге одноцилиндровый двигатель Ванкеля совершает 0,75 такта полезной работы за один оборот эксцентрикового вала.

Следует отметить, что двигатели Ванкеля не смогли потеснить своих поршневых конкурентов, т.к. у них не было главного преимущества: простой и малозатратной схемы преобразования давления рабочих газов во вращение рабочего вала [9].

Несмотря на отсутствие поршней, этот двигатель не смог обеспечить простого вращательного движения главного рабочего элемента, поэтому в его конструкции пришлось применять кривошипный механизм со всеми его перечисленными выше основными недостатками.

Однако такой односекционный двигатель имеет очень маленький крутящий момент, что связано с очень малым моментобразующим плечом. Именно в связи с этим промышленностью не выпускаются односекционные двигатели Ванкеля.

Помимо наличия кривошипа, на малый для роторного двигателя крутящий момент влияет еще и то, что кинематическая схема такого двигателя устроена нерационально с точки зрения восприятия поверхностью ротора давления рабочих газов расширения. Поэтому лишь некоторая часть давления (приблизительно треть) переводится в рабочее вращение ротора и создает крутящий момент [9].

Итак, можно отметить, что двигатель Ванкеля – это шаг вперед с точки зрения того, что во вращательное движение выходного звена преобразуется вращательно-поступательное движение ротора, а не возвратно-поступательное

движение поршня (как в поршневом двигателе), что значительно уменьшает силы инерции I порядка.

Однако в нем, как и в поршневом двигателе, горение топливоздушной смеси происходит в изменяющемся объеме и имеется кривошип, что является его существенным недостатком.

Выводы и рекомендации. Вышеприведенный анализ конструкций двигателей показал, что они не в состоянии обеспечить высокие показатели крутящего момента и мощности.

В общем случае улучшить эти показатели можно следующими способами.

Во-первых, необходимо учесть, что для обеспечения полного сгорания топливоздушной смеси и получения более высокого термического коэффициента полезного действия процесс горения должен протекать при постоянном объеме (изохорный процесс) [10].

Во-вторых, процесс горения должен быть отделен от остальных тактов и протекать в ином цилиндре (объеме) [11].

В-третьих, в связи с ограниченным временем горения не все топливо успевает сгореть полностью, и часть несгоревшего топлива выбрасывается в атмосферу. Следовательно, следует увеличить время горения топлива, обеспечив тем самым полное сгорание всего поступившего в цилиндр двигателя объема топлива.

В-четвертых, для обеспечения наибольшего крутящего момента необходимо иметь постоянное и желательно большое моментобразующее плечо (на большинстве современных поршневых двигателях легковых автомобилей его максимальное значение не превышает 40...70 мм).

В-пятых, необходимо осуществлять рабочий такт не за два оборота коленчатого вала двигателя, как это происходит в четырехтактном двигателе, а значительно чаще.

В-шестых, в случае применения кривошипно-шатунного механизма его необходимо полностью уравновесить, т.к. при больших оборотах возникают неуравновешенные силы инерции I и II порядка, что является одной из причин ограничения частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Заключение. Таким образом, анализ выпускаемых в настоящее время основных конструкций ДВС показал, что, несмотря на имеющиеся резервы, ни одна из них, в силу своих конструктивных особенностей, не в состоянии обеспечить высокие мощностные характеристики. Исходя из этого, необходимо создать принципиально новую конструкцию ДВС.

Литература

1. Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский, М.М. Вихерт и др. -М.: Машиностроение, 1977. - 591 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. <http://studhelp.org.ua/dvs1/dvs1.html>
3. Ховах М.С., Маслов Г.С. Автомобильные двигатели. -М.: Машиностроение, 1971. - 456 с.

4. **Рытвинский Г.Н.** Знакомьтесь – двигатель. -М.: Машиностроение, 1993. - 176 с.
5. **Виды и особенности работы систем впрыска бензиновых двигателей.**
<https://techautoport.ru/dvigatel/toplivnaya-sistema/sistemy-vpryska-topлива-benzinovyh-dvigatelay.html>
6. **Акатов Е.И.** Судовые роторные двигатели. -М.: Судостроение, 1967. – 360 с.
7. **Ханин Н.С., Чистозвонов С.Б.** Автомобильные роторно-поршневые двигатели. -М.: Машгиз., 1964. - 184 с.
8. **Роторные двигатели. Прошлое, настоящее, будущее. Тема крутящего момента.**
<http://www.rotor-motor.ru/page07.htm>
9. **Роторные двигатели. Прошлое, настоящее, будущее. Двигатель Ванкеля.**
<http://www.rotor-motor.ru/page05.htm>
10. **Брозе Д.Д.** Сгорание в поршневых двигателях. -М.: Машиностроение, 1969. - 248 с.
11. **А не спеши ты ДВС хоронить. Настоящее и будущее двигателя внутреннего сгорания.** [Электронный ресурс] // Популярная механика.
<http://www.popmech.ru/article/6719-a-ne-speshi-tyi-dvs-horonit/>

*Поступила в редакцию 10.02.2018.
Принята к опубликованию 04.06.2018.*

ՆԵՐՔԻՆ ԱՅՐՄԱՆ ՇԱՐԺԻՉՆԵՐԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԻ ՎԵՐԼՈՒԾՈՒԹՅՈՒՆԸ ԵՎ ԿԱՏԱՐԵԼԱԳՈՐԾՄԱՆ ՈՒՂԻՆԵՐԸ

Գ.Հ. Մանասարյան

Կատարվել է ինչպես մխոցային ներքին այրման շարժիչի, այնպես էլ Վանկելի ռոտորային շարժիչի կառուցվածքի վերլուծություն, և բացահայտվել են դրանց հիմնական թերությունները, մասնավորապես՝

- այրումը դրանցում կատարվում է հիմնականում մեծացող ծավալում,
- այրման գործընթացն իրականացվում է նույն ծավալում, որում տեղի են ունենում մնացած տակտերը,

- պայմանավորված այրման ժամանակի սահմանափակմամբ՝ ոչ ամբողջ վառելիքն է հասցնում ամբողջությամբ այրվել, և չայրված վառելիքի մի մասը (որոշ ռեժիմներում՝ մինչև 25%) արտանետվում է մթնոլորտ,

- մխոցային շարժիչում մոմենտ առաջացնող բազուկը փոքր է ու փոփոխական և ընդունում է իր առավելագույն մեծությունը մխոցի հատակի վրա ազդող նվազագույն ճնշման դեպքում և հակառակը,

- Վանկելի շարժիչում վառելիքի այրումից առաջացած ճնշման մի մասն է միայն (մոտավորապես մեկ երրորդը) ծախսվում ռոտորի պտտման վրա և ստեղծում ոլորող մոմենտ,

- քառատակտ մխոցային շարժիչում ծնկաձև լիսեռի մեկ պտույտի ընթացքում իրականացվում է աշխատանքային տակտի 0,5 մասը, իսկ Վանկելի շարժիչում՝ 0,75 մասը, ինչը սկզբունքորեն շատ քիչ է՝ զգալի ոլորող մոմենտ առաջացնելու համար,

- շուռտվիկ-շարժաթևային մեխանիզմի կիրառման դեպքում այն պետք է ամբողջությամբ հավասարակշռել, քանի որ մեծ պտուտաթվերի դեպքում առաջանում են

չիավասարակչոված I և II կարգի իներցիայի ուժեր, ինչը շարժիչի ծնկածն լիսեռի պտտման հաճախականության սահմանափակման պատճառներից մեկն է:

Հաշվի առնելով ներքին այրման դիտարկված շարժիչներում բացահայտված թերությունները, աշխատանքում արվել են առաջարկություններ ավելի կատարյալ շարժիչի ստեղծման ուղղությամբ, որը կապահովի մեծ ոլորող մոմենտ և հզորություն՝ գոյություն ունեցողների համեմատ:

Առանցքային բաներ. ներքին այրման մխոցային շարժիչ, Վանկելի ռոտորային շարժիչ, այրում, ծավալ, ոլորող մոմենտ, հզորություն:

THE DESIGN ANALYSIS AND WAYS OF IMPROVING THE INTERNAL COMBUSTION ENGINES

G.H. Manasaryan

The design of both the piston internal combustion engine and the Wankel rotary engine are analyzed, and their main disadvantages are revealed, in particular:

- combustion in them occurs mainly in an increasing volume,
- the combustion process is carried out in the same volume in which the remaining cycles occur,
 - due to the limited burning time, not all fuel has time to burn completely, and some of the unburned fuel (in some modes up to 25%) is released into the atmosphere,
 - in the piston engine, the torque-forming arm is small and not constant, and has its maximum value at the minimum pressure on the bottom of the piston, and vice versa,
 - in the Wankel engine, only some of the pressure from the burnt fuel (about a third) is consumed on the rotation of the rotor and creates a torque,
 - in a four-stroke reciprocating engine, 0.5 cycles of useful work are realized for one revolution of the crankshaft, and in the Wankel engine, 0.75 tact of useful work is realized for the same shaft revolution, which, in principle, is very small for the formation of a significant torque,
- In the case of a crank mechanism, it must be completely balanced, because at high speeds, there are unbalanced forces of inertia of I and II order, which is one of the reasons for limiting the speed of the engine's crankshaft.

Taking into account the revealed shortcomings of the considered internal combustion engines, it is recommended to create a more perfect engine, which provides a greater torque and power in comparison with the existing ones.

Keywords: piston internal combustion engine, Wankel rotary engine, combustion, volume, torque, power.