**Реферат**

**Механизм газораспределения**

Наряду с системой подачи топлива является одним из самых ответственных механизмов, обеспечивающих осуществление циклов ДВС. В задачу этого механизма входит своевременное сообщение полости цилиндра со всасывающим или с выхлопным коллекторами или полная изоляция полости цилиндра от внешней среды в зависимости от такта, в котором находится каждый цилиндр ДВС.

В связи с тем, что фазы газораспределения однозначно связаны с положением поршня в цилиндре и осуществляемым им тактом, механизм газораспределения получает движение от коленчатого вала ДВС через передачу, устанавливающую однозначное взаимное положение коленчатого вала и деталей механизма. С этой целью такая передача осуществляется через шестерни, цепь или с помощью зубчатого ремня (рис).



Из всех трех вариантов самым простым и надежным является привод распределительного вала с помощью шестерен (рис. 9.1, а). Однако он обладает рядом существенных недостатков.

Во-первых, в нем резко ограничены конструктивные возможности компоновки агрегатов двигателя, так как изменение межосевого расстояния шестерен приводит автоматически к изменению их диаметров, и при попытке увеличения этого расстояния конструктор встретится с ограничением по величине поперечного сечения двигателя.

Во-вторых, само межосевое расстояние должно выполняться довольно точно, так как его невозможно откорректировать при сборке.

В-третьих, при неизбежном износе зубчатого зацепления и подшипниковых узлов, в которых вращаются шестерни, этот износ нечем компенсировать, а потеря точности сопряжения зубьев, как отмечалось ранее, приводит к еще большему износу зацепления.

В-четвертых, данное зацепление работает в условиях динамического нагружения, так как крутящий момент в зацеплении имеет переменную величину, что связано с непостоянством усилий, передаваемых распределительным валом на клапанный механизм. При таком режиме работы зубья зацепления подвержены износу по типу питтинг-процесса и усталостному разрушению.

В-пятых, данная передача требует хорошей и надежной смазки.

В-шестых, поломка одного, и особенно - нескольких, зубьев приводит к разрушению элементов газораспределительного механизма и поршневой группы из-за соударения поршней с клапанами.

В значительной степени этих недостатков лишен привод механизма газораспределения, имеющий цепную передачу крутящего момента. Его особенностью являются большие возможности варьировать компоновку привода, без существенных затруднений включать в него дополнительные потребители энергии, которые в своей кинематике должны быть синхронизированы с вращением коленчатого вала.

Неизбежный износ элементов цепи приводит к увеличению ее длины, что легко компенсируется подтяжкой цепи натяжителем. Колебания цепи, связанные с неравномерностью крутящего момента и неточностью изготовления ее элементов, а также овальностью звездочек, хорошо гасятся успокоителем.

Несмотря на большое количество элементов, цепь является достаточно надежным изделием, так как технология ее изготовления отработана очень хорошо. Кроме того, с целью повышения надежности, цепь привода распределительного вала на всех моделях автомобилей выполняется двухрядной. Любые отклонения в ее работе сразу вызывают характерный шум, что облегчает диагностику состояния цепной передачи.

Обрыв цепи - чрезвычайно редкое явление, которое может произойти только при грубых и продолжительных нарушениях правил эксплуатации двигателя. Однако разрыв цепи не приводит к поломке других деталей механизма, так как при этом происходит остановка вращения распределительного вала, и под действием своих пружин клапаны приходят в положение, при котором они не могут соприкасаться с поршнями, продолжающими двигаться еще некоторое время.

Состояние цепи легко контролируется визуально во время технического обслуживания двигателя. Недостатком цепной передачи является ее шумность и необходимость частичной разборки двигателя при замене, которая проводится через 70-80 тыс. км пробега, когда цилиндропоршневая пара еще не выработала свой ресурс. При этом желательно заменить и наиболее нагруженные звездочки (на коленчатом и распределительном валах).

Оба вышеуказанных недостатка устранены при использовании вместо цепной ременной передачи с зубчатым зацеплением, для которой, кстати, отпадает необходимость использования успокоителя колебаний, так как резинокордный ремень сам хорошо их гасит. В такой передаче шестерни практически не изнашиваются, так как твердость поверхности ремня несопоставимо ниже, чем материала шестерен. В то же время надежность и ресурс ременной передачи намного ниже, чем цепной. Однако легкость замены снаружи расположенного ремня даже вне станции обслуживания и сравнительно низкая его стоимость в целом позволяют признать эту конструкцию более удачной, чем цепная передача.

Привод клапанов газораспределительной системы осуществляется от распределительного вала, который в конструкциях современных автомобилей чаще всего расположен в верхней части двигателя.

В первых двух конструкция при вращении распределительного вала его кулачки воздействуют на стержни клапанов через систему рычагов (в первой конструкции масса рычагов больше, во второй - меньше), а в третьей конструкции - через регулировочную шайбу и направляющую. Перемещение рычагов требует значительных усилий, так как клапаны, а соответственно и все движущиеся с ними детали, движутся неравномерно, с большими ускорениями. Увеличение динамических усилий приводит к повышенному износу (особенно усталостному износу). Поэтому, учитывая стремление к повышению оборотов ДВС, третья конструкция является предпочтительной.

Очевидно, что во всех конструкциях ресурс и надежность работы прежде всего зависит от износостойкости поверхности кулачка распределительного вала и поверхности элемента, на который он воздействует.

Исходя из принципа работы профилированного кулачка 6, контакт между ним и элементом, на который он воздействует, осуществляется по линии, и динамические напряжения сжатия в контакте достигают больших значений. В связи с этим при проектировании механизма газораспределения стараются увеличить длину этой линии, минимизируя одновременно массу подвижных частей.

Кроме того, в данном контакте (рис) происходит активное трение поверхностей, которое происходит с относительно большой скоростью, в связи с чем данный контакт подвержен большому тепловыделению.



Очевидно, что такую сложно нагруженную пару трения необходимо тщательно смазывать и охлаждать, что возложено на систему смазки двигателя. Однако, исходя из конструктивных особенностей контакта, его смазка может осуществляться только разбрызгиванием, в связи с чем невозможно организовать в нем устойчивую масляную пленку, что негативно сказывается на работоспособности данного сопряжения.

При работе газораспределительного механизма возникают усилия, перекашивающие стержни клапанов (рис.).



При вращении кулачка 1 угол наклона коромысла 2 постоянно изменяется, соответственно меняется и направление действия силы ***N***, в связи с чем ее касательная составляющая ***N*Т** также имеет переменную величину. Собственно величина рассматриваемой здесь силы ***N*** зависит от сил инерции движения клапана и сил трения в направляющей втулке. Сила ***N*Т** как бы опрокидывает стержень клапана, скользящий в направляющей втулке 4, создавая крутящий момент. Сопротивляясь опрокидыванию, клапан опирается на внутреннюю поверхность втулки 4, в результате чего возникают опорные реакции ***R*T1** и ***R*T2**, которые создают «ответный» крутящий момент и являются переменными по величине. Очевидно, что чем больше длина направляющей втулки 4, тем меньше эти силы. Именно они, а также скорость возвратно-поступательного движения клапана качественно и количественно определяют протекание процесса трения.

Между поверхностью стержня клапана 3 и внутренней поверхностью направляющей втулки 4 имеется минимальный зазор, дающий возможность стержню клапана свободно скользить во втулке. Со стороны распределительного вала этот зазор защищен сальником, который установлен для того, чтобы масло из-под клапанной крышки не попадало в камеру сгорания цилиндра. Тем не менее следы масла оказываются на поверхности стержня клапана, и их достаточно, чтобы обеспечить нормальный процесс трения между стержнем клапана и направляющей втулкой и их минимальный износ.

Во втором случае усилие ***N*N** на стержень клапана передается практически вдоль его оси благодаря наличию промежуточной направляющей 5, воспринимающей силу ***N*1**, численно равную силе трения ***F*ТР1**. Эта сила трения, в свою очередь, зависит от суммы сил инерции возвратно-поступательного перемещения клапана и сил, передаваемых пружинами (на рисунке не обозначены), а также от коэффициента трения. Здесь перекос стержня клапана в большой степени определяется несовпадением осей направляющих 5 и 4 и зазорами в этих направляющих. Зазор в направляющей 5 определяется точностью изготовления и износом, с целью уменьшения которого диаметр и длина сопряжения в направляющей 5 изготавливаются сравнительно большими для снижения фактического давления в контакте и износа.

Смещение направляющей 5 приводит к перекосу стержня клапана, происходящего под действием силы трения ***F*TP2**, величина которой определяется силой ***N*N** и коэффициентом трения между торцом стержня клапана и внутренней поверхностью направляющей 5.

В обеих конструкциях привода клапанов происходит износ торца стержня клапана. В первом случае торец стержня скользит по опорной поверхности коромысла, во втором случае - по внутренней поверхности направляющей 5. Эти перемещения невелики (в первом случае - около 0,5 мм, во втором - сотые доли миллиметра), однако усилия, действующие в контакте, весьма существенны и носят динамический характер. В связи с этим износ торца клапана в большей степени напоминает фреттинг-процесс с преобладанием усталостного разрушения. Этот износ невелик и не определяет работоспособность клапана. В большей степени он влияет на искажение формы торца и возникающую неопределенность при регулировке клапанов. В связи с этим при среднем ремонте обычно форму торца стержня подправляют, снимая как можно меньший слой металла.

Огромное значение на работоспособность клапанов оказывает точность сопряжения их рабочих поверхностей с седлом, которая обеспечивает герметичность клапана. Сопряжение обычно выполняется в виде фасок с углом 45О на контактирующих поверхностях седла и клапана (рис.).

В новом неизношенном сопряжении предусматривается небольшая разность между углами фасок клапана и седла, что дает возможность тарелке клапана самоустанавливаться во время приработки, при которой под действием соударения клапана с седлом происходит пластическая деформация поверхности клапана с одновременным ее упрочнением. Таким образом на конической поверхности тарелки формируется достаточно герметичный уплотнительный поясок шириной 1-2 мм.



Сопряжение клапана с седлом: 1 - стержень клапана, 2 - тарелка клапана, седло

Основной причиной износа уплотняющих поверхностей клапана и седла является их перегрев, который возникает при износе направляющих элементов и неправильной регулировке клапанов, когда раскаленные газы слишком долго находятся в зазоре между седлом и клапаном, а также при использовании не соответствующих марок топлива. Перегрев приводит к изменению структуры поверхностных слоев и их разрушению, которое диагностируется как раковины на рабочих поверхностях седла и клапана. Постепенно увеличиваясь, эти раковины могут привести к полной потере герметичности клапана.

Закон перемещения клапана, обеспечивающий оптимальные фазы газораспределения, обеспечивается профилем кулачка распределительного вала, износ которого приводит к отклонению кинематики движения клапана в сторону уменьшения его хода, который составляет около 10 мм.

Как показано выше, в приводе клапана изнашиваются в основном эксцентричная поверхность кулачка и контактирующая с ней поверхность (толкатель, коромысло). Износ последних до определенной степени можно компенсировать при регулировке теплового зазора, перемещая контактирующие поверхности толкателя или коромысла в сторону цилиндрической поверхности кулачка до получения заданной заводом-изготовителем величины ***δ***.

Износ профиля кулачка без разборки механизма привода газораспределения определить можно только измерив разность координат крайних положений подвижных элементов механизма.

Уменьшение хода клапана сверх установленного допуска приводит к существенному увеличению его сопротивления потоку газов и сокращению времени открытого положения, что нарушает работу двигателя и снижает его мощностные характеристики. На работающем двигателе этот дефект хорошо диагностируется как характерный металлический стук в верхней части двигателя с частотой, равной половине частоты вращения двигателя.

Нормальная работа распределительного вала обеспечивается хорошо организованной смазкой его опорных поверхностей, которая подводится под давлением от общей системы смазки двигателя через корпус, в котором вращается распределительный вал, и далее распределяется по опорным шейкам через тело распределительного вала (рис.).



**Список литературы**

1. Богданов С.Н. Автомобильные двигатели: Учебник для автотранспортных техникумов/ С.Н. Богданов, М.М. Буренков, И.Е. Иванов.-М.: Ма-шиностроение, 2007. - 368 с.

. Вахламов В.К. Автомобили: Теория и конструкция автомобиля и двигателя: Учебник для студ. учреждений сред. проф. образования/ В.К. Вахламов, М.Г. Шатров, А.А. Юрчевский; Под ред. А.А. Юрчевского. - М.: Издательский центр «Академия», 2008. - 816 с.

. Вахламов В.К. Подвижной состав автомобильного транспорта: Учебник для студ. учреждений сред. проф. образования. - М.: Издательский центр «Академия», 2009. - 480 с.

. Проскурин А.И. Теория автомобиля. Примеры и задачи: Учебное пособие/ А.И. Проскурин. - Ростов н/Д: Феникс, 2009. - 200 с. 5. Стуканов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля: Учебное пособие. - М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2008. - 368 с.

. Тарасик В.П. Теория автомобилей и двигателей: Учебное пособие/ В.П. Тарасик, М.П. Бренч. - Мн.: Новое знание, 2008. - 400 с.

. Теория и конструкция автомобиля: Учебник для автотранспортных техникумов/ В.А. Иларионов, М.М. Морин, Н.М. Сергеев [и др.]. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 2007. - 368 с. 8. Туревский И.С. Теория автомобиля: Учебное пособие/ И.С. Туревский. - М.: Высш. шк., 2008. - 240 с.

. Туревский И.С. Теория двигателя: Учебное пособие/ И.С. Туревский. - М.: Высш. шк., 2007. - 238 с.

. Тур Е.Я. Устройство автомобиля: Учебник