

# МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.923.42

Веремей Г.А.

## АНАЛИЗ ЗАВИСИМОСТИ ПАРАМЕТРОВ КАЧЕСТВА ДЕТАЛЕЙ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ОТ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Черниговский национальный технологический университет,  
кафедра интегрированных технологий машиностроения и автомобилей

*Рассмотрена зависимость эксплуатационных характеристик двигателя внутреннего сгорания от качества сопряжения пары «клапан-седло» - деталей газораспределительного механизма с точки зрения технических требований по условиям работы и формообразования их поверхностей контакта. Рассмотрены и проанализированы существующие методы обеспечения параметров качества соединения «клапан-седло», исследована необходимость усовершенствования принятых методов путем применения более прогрессивных средств металлообработки.*

### Постановка проблемы

Известные статистические данные [1] свидетельствуют, что мощность двигателей одного класса автомобилей у любого немецкого производителя, к примеру, концерна «Volkswagen» при соблюдении требований по эксплуатации составляет номинально 70 кВт. Для сравнения этот же показатель мощности у автомобилей аналогичного класса, производимых компанией «АЗ» на Украине, имеет цифру в среднем на 20 единиц меньшую.

Мощностные характеристики двигателя внутреннего сгорания (ДВС) прямым образом зависят от качества сопряжения клапан-седло - деталей газораспределительного механизма (ГРМ), которые украинский производитель рекомендует притирать, используя данную операцию, как финишную в технологическом процессе основного и ремонтного производств [2]. Притирка клапанов двигателя в купленном новом автомобиле или в двигателе при капитальном ремонте – рекомендация, продиктованная стремлением к повышению мощностных характеристик ДВС путём улучшения герметизации камеры сгорания за счёт формирования качества сопряжения клапан-седло. Как показывает практика и исследования, подобные методы достижения точности с переменной вероятностью успеха приводят к желаемому результату, поскольку выполняются кустарными методами (с дрелью в руках) с переменными усилиями и при отсутствии необходимого жёсткого технологического оборудования.

### Формулирование цели исследований

В данной статье ставятся цели: проследить зависимость параметров качества сопряжения клапан-седло от мощностных характеристик ДВС; рассмотреть существующие методы достижения точности данного соединения; проанализировать проблему несовершенства отечественных технологических процессов при производстве данных деталей.

### Анализ исследований и публикаций

ГРМ в ДВС служит для управления процессом газообмена в двигателе [6], т. е. для впуска в цилиндры горючей смеси или воздуха и для выпуска отработавших газов, а также для герметизации полости цилиндра в моменты рабочих тактов, которая осуществляется посредством контакта конических поверхностей сопряжения клапан-седло (рис.1).

Состояние и качество поверхностей деталей каждого механизма, образующих сопряжения в цилиндре, непосредственно влияют на компрессию и параметр мощности ДВС, поскольку являются местами (А, В) прорыва стехиометрической смеси (бензин-воздух) в процессе её сдвигания поршнем (рис.2). Под компрессией понимается эффективное максимально наводимое давление в камере сгорания цилиндра в момент прохождения поршнем верхней мёртвой точки (ВМТ) в момент рабочего такта двигателя (рис.2).

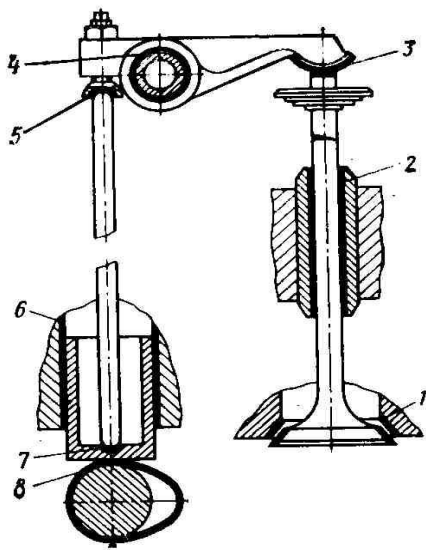


Рис.1. Поверхности сопряжения деталей

деталей ГРМ

- 1 – коническое сопряжение клапан-седло
- 2 – стержень клапана и направляющая втулка
- 3 – опорные поверхности коромысла и клапана
- 4 – втулка коромысла-ось
- 5 – регулировочный винт-штанга
- 6 – толкатель-блок
- 7 – штанга-толкатель
- 8 – толкатель-кулачок распределительного вала

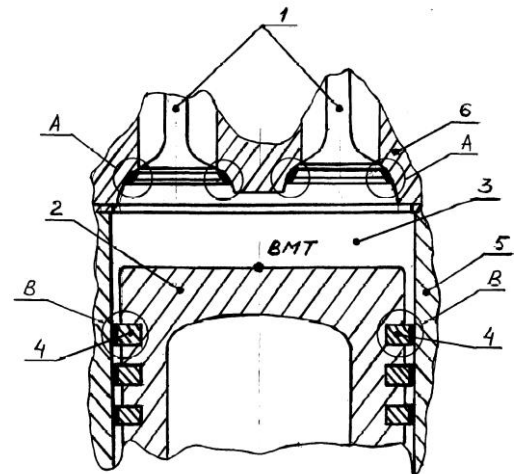


Рис. 2. Схема сопряжения

ЦПГ и ГРМ

- 1 – клапана ГРМ
- 2 – поршень
- 3 – камера сгорания
- 4 – кольца
- 5 – стенки цилиндра блока
- 6 – головка блока двигателя

Зависимость мощности от компрессии определяется, как:

$$N = \frac{p \cdot V \cdot n \cdot i}{30 \cdot m}, \quad (1)$$

где  $p$  - давление в камере сгорания,  $n$  - число оборотов коленвала,  $i$  - число цилиндров в двигателе,  $m$  - тактность двигателя,  $V$  - объём камеры сгорания.

По статистическим данным производителя автомобилей марки «Славута», компрессия в цилиндрах нового обкатанного автомобиля при использовании топлива марки АИ 92-95 находится в пределах 9-10 атм [7] и многие источники информации рекомендуют заняться притиркой клапанов ещё нового авто с целью повышения мощности двигателя и снижения расхода топлива [2]. Существующие методы притирки клапанов с переменной вероятностью успеха позволяют добиться улучшения этого показателя максимум на 1 атм и не всегда дают желаемого результата за отсутствием надлежащего оборудования и соответствующих технологий. К примеру, у производителей любого немецкого автопрома эта цифра находится в пределах 14,5 атм [1].

Залогом обеспечения требуемых параметров качества у мировых производителей является применение совершенных технологий в области металлообработки и использование современного оборудования с ЧПУ фирм: Serdi (Франция), Прицизион (Россия), Rottler (США), Peterson (США), Kwik-Way (США), Kolbenschmidt (Германия), Sunnen (США)...

Во время изучения литературы и других информационных ресурсов были найдено достаточно источников по исследованию и усовершенствованиям деталей ЦПГ, материалы связанные с ГРМ обнаружены в очень малых количествах. Проработка базы данных библиотеки Вернадского в электронном виде [8], статистических данных станций тех. обслуживания и существующих релевантных изданий [2,7] указали на недостаточность

фактически накопленного теоретического и практического опыта по данному вопросу .

### Основная часть

Анализ конструкций отечественных и зарубежных двигателей [8] показал, что допустимая величина биения фаски клапана относительно его стержня и фаски седла головки цилиндров относительно оси направляющей втулки не должна превышать 0.05 мм (рис.3).

Это продиктовано тем, что качество сопряжения тарелки клапана и седла напрямую связано с величиной зазора стержня клапана и его направляющей втулки, оптимальный выбор которого обязан обеспечивать нужный температурный режим с одновременно необходимым условиями смазки в паре втулка – клапан. Величина зазора между стержнем клапана и направляющей втулкой в значительной степени влияет на работоспособность пары клапан - седло, так как связана с ними и позволяет снизить теплонапряженность клапана за счет улучшения отвода тепла через направляющую втулку. При этом его величина выбирается таким образом, чтобы избежать опасности зависания клапана.

На примере экспериментального исследования влияния величины зазора между направляющей втулкой и стержнем клапана в зависимости от температурного режима можно проследить величину биения тарелки клапана и определить параметры качества узла втулка – клапан – седло (рис.3), на основании которых – назначить методы обеспечения достижения их точности посредством механической обработки данных деталей.

Для эксперимента брались двигатели СМД-14 [8] и с помощью специальной установки определялась зависимость между температурой и величиной зазора в точках установки термодатчиков – 1, 2 и 3. При исследовании зазор варьировался и результаты были представлены в виде графиков зависимости температуры клапана и величины зазора (рис. 5).

Изменение величины зазора в рассматриваемом сопряжении при прогреве двигателя можно определить по формуле (1):

$$\Delta\delta = d[\alpha_k(t_k - t_o) - \alpha_e(t_e - t_o)], \quad (1)$$

тогда:  $\Delta\delta = 11 [10,7 \cdot 10^{-6}(137 - 20) - 11,8 \cdot 10^{-6}(94 - 20)] = 0,004$  мм,

где  $d = 11$  мм диаметр стержня клапана;  $\alpha_k = 10,7 \cdot 10^{-6}$  — коэффициент линейного расширения

материала клапана;  $\alpha_e = 11,8 \cdot 10^{-6}$  — то же направляющей втулки;  $t_k = 137^\circ\text{C}$  — температура стержня клапана;  $t_e = 94^\circ\text{C}$  — температура направляющей втулки;  $t_o = 20^\circ\text{C}$  — температура окружающей среды.

В зазоре между стержнем клапана и направляющей втулкой должен помещаться слой смазочного масла при максимальной рабочей температуре. Увеличенные зазоры способствуют повышению температуры стержня клапана, а также скоплению отложений, которые снижают эффективность смазки и приводят к задиру и износу.

Известные в литературе [8] рекомендации по выбору величины зазора между стержнем клапана и направляющей втулкой задаются зависимостью когда  $\delta \approx 0,01d$  (рис.4), что выполняется применительно к двигателям СМД-14 и ДВС других марок (ГАЗ, ВАЗ, МАЗ, Volkswagen, Opel, Chrysler) в результате их практического исследования.

На (рис. 4) представлена расчетная схема клапана. Отсутствие утечки газов при закрытом клапане свидетельствует о том, что при посадке тарелки на седло с перекосом выбирается зазор между фаской тарелки и седла за счет действия на тарелку клапана усилия от газовых сил.

На схеме (рис. 4, а) зазор между клапаном и направляющей втулкой  $\delta = 0$ . В этом случае напряжение в стержне клапана будет определяться величиной неизбежного технологического биения фаски седла относительно оси направляющей втулки  $\Delta'$ . На самом деле  $\delta \neq 0$  (рис. 4,б) и величина биения тарелки клапана  $\Delta$  будет меньше на величину приведенного к фаске седла зазора между клапаном и направляющей втулкой  $D\delta/l$ , т. е.

$$\Delta = \Delta' - \frac{D}{l}\delta, \quad (2)$$

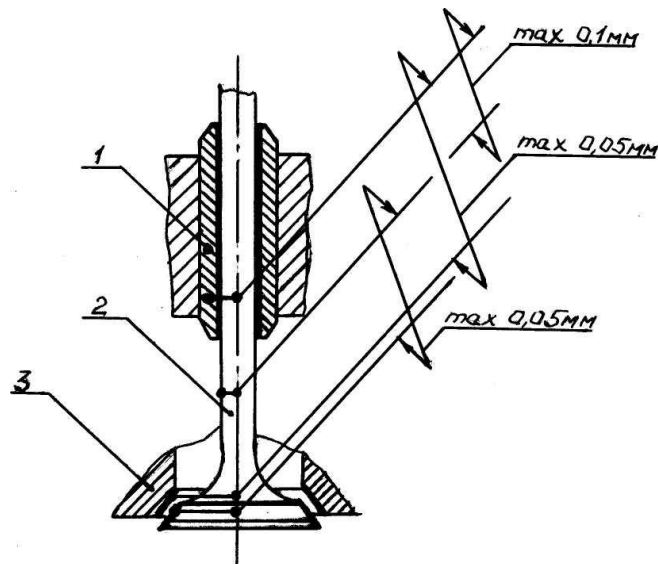


Рис. 3. Схема параметров качества деталей сопряжения в ГРМ.  
1 – направляющая втулка клапана, 2 – стержень клапана, 3 – седло головки.

где  $D$  - диаметр тарелки клапана;  $l$  - длина направляющей втулки.

При расчете принимают, что тарелка клапана абсолютно жесткая, так как жесткость тарелки клапана намного больше жесткости его стержня. Тогда можно предположить, что зазор  $\Delta$  выбирается за счет деформации стержня клапана. Изгибающий момент в опасном сечении стержня при выборе полностью зазоре  $\Delta$  равен

$$\Delta EJ / D l_1, \quad (3)$$

где  $l_1$  - расстояние от нижнего торца направляющей втулки до рассчитываемого сечения  $A-A$  (рис.4,б);  $J = \pi d^4 / 64$  - момент инерции сечения стержня клапана диаметром  $d$ ;  $E$  - модуль упругости первого рода для материала клапана.

Напряжение изгиба в сечении  $A-A$

$$\sigma = \frac{\Delta E d}{2 D l_1} = \frac{E}{2 l_1} \left( \Delta \frac{d}{D} \delta \frac{d}{l} \right), \quad (4)$$

Условие усталостной прочности для рассматриваемого сечения

$$\sigma < \sigma_{-1}, \quad (5)$$

где  $\sigma_{-1}$  - действительный предел усталости при симметричном цикле напряжений для данного сечения. Тогда воспользовавшись условием (5), с учетом (4) можно записать формулу для выбора минимального зазора в сопряжении клапана с направляющей втулкой

$$\delta_{\min} > l \left( \frac{\Delta'}{D} - \frac{2 \sigma_{-1} \cdot l_1}{E d} \right), \quad (6)$$

где для выпускного клапана двигателя СМД-14  $d = 11 \text{ мм}$ ,  $D = 41 \text{ мм}$ ,  $l = 81 \text{ мм}$ ,  $l_1 = 5 \text{ мм}$ ,  $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ кгс/мм}^2$ ,  $\sigma_{-1} = 35 \text{ кгс/мм}^2$ ,  $\Delta' = 0,1 \text{ мм}$  (сумма допустимого биения фаски седла и фаски клапана по техническим условиям), минимальный зазор, вычисленный по формуле (6),  $\delta_{\min} = 0,098 \text{ мм}$ . Величина зазора для выпускного клапана по чертежным размерам  $\delta = 0,095 \div 0,12 \text{ мм}$ . Для впускного клапана ( $D = 48 \text{ мм}$ )  $\delta_{\min} = 0,067 \text{ мм}$ ,  $\delta = 0,065 \div 0,09 \text{ мм}$ .

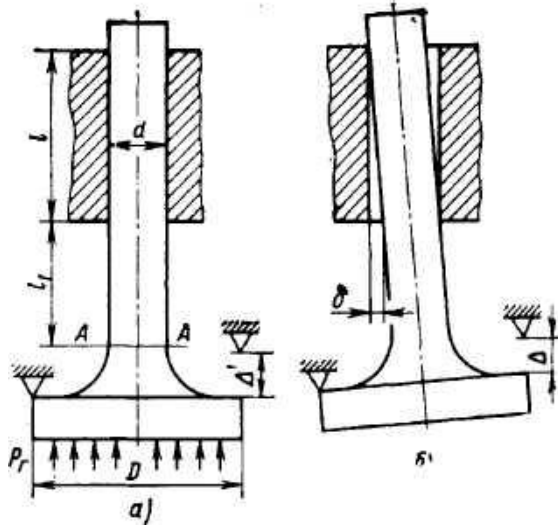


Рис. 4. Схема расчёта клапана

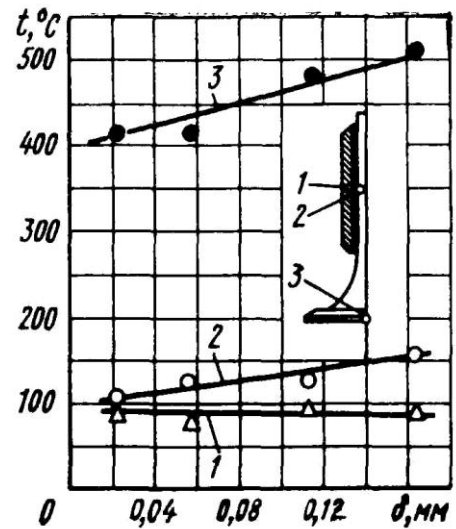


Рис. 5. Изменение температуры клапана в направляющей втулке и его в тарелке зависимости от величины зазора

Таким образом теоретические расчёты указали, выбранные величины зазоров, заданные в чертежах, гарантирует надёжную работу клапанов с точки зрения напряженности в месте сопряжения радиуса тарелки со стержнем клапана.

Но проведённые дополнительные практические исследования на примере двигателей марки СМД, показали, что действительные величины биений значительно превосходят расчётные.

Для изучения влияния перечисленных факторов на искажение геометрии седла клапана в головке цилиндров и были выполнены исследования [8], которые имитировали работу ГРМ на специальной макетной установке и позволили измерить величину коробления седла в головке двигателя, а также величину биения тарелки клапана относительно седла, в котором конструкция самого механизма предусматривала поворот клапана относительно седла при каждом их контакте на 90 градусов (рис. 7). Результаты измерений были округлены с точностью 0,01 мм и представлены в виде эпюры короблений (рис. 6). Максимальное биение фаски седла относительно оси направляющей втулки при нагреве головки цилиндров на двигателе СМД-14 составляет 0,06 мм. Характер распределения напряжений (рис. 7) свидетельствует о влиянии неизбежных отклонений в геометрии и перекосов седла и фаски клапана и изменяется с ростом нагрузки. На это изменение влияет низкая контактная жесткость сопрягаемых поверхностей вследствие отклонения их геометрии от правильной формы.

Наряду с изучением основных факторов, оказывающих влияние на изменение геометрии сопряжения клапана с седлом головки цилиндров, был проведен анализ точности изготовления головок цилиндров в производстве. Для этого были измерены с точностью 0,002 мм действительные величины биений седел на 20 головках цилиндров перед постановкой их на двигатели. Оказалось, что при допускаемой техническими условиями величине биения седла, равной 0,05 мм, максимум кривой плотности распределения соответствует примерно 0,06 мм, а некоторая часть головок цилиндров имеют биение седел, достигающее величины 0,14 мм. Недостаточная точность обработки в начальный период выпуска двигателей СМД-14 приводила к тому, что головки цилиндров, с биением седел, превосходящие допустимые величины ( $0,05 < \delta < 0,14$ ), поступали на сборку.

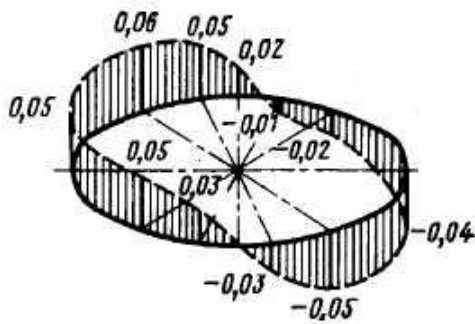


Рис. 6. Эпюра короблений седла клапан  
клапана

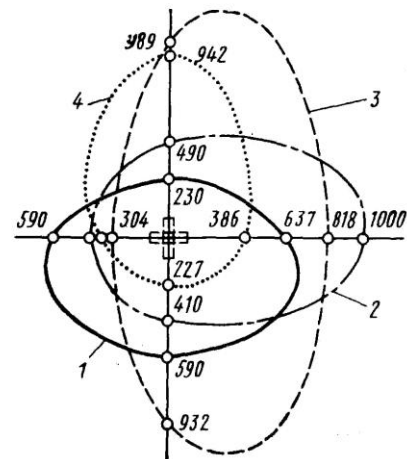


Рис.7. Эпюра напряжений в тарелке

Полученные предельные величины биений в совокупности с результатами исследований искажения геометрии седел и статистическими данными о рассеивании биений указывают на недостаточное качество сопряжения в момент посадки клапана на седло. В результате последующая эксплуатация таких двигателей приводила к быстрому износу сопряжения клапан – седло, что прямым образом сказывалось на мощности двигателя, низкой компрессии и повышенном расходе топлива, а также к случаям частых обрывов клапанов в месте сопряжения тарелки и стержня клапана.

#### Выводы

В результате проведённого анализа выявлено, что эффективным методом повышения качества сопряжения клапан-седло ГРМ является обеспечение требуемой точности формообразования их поверхностей контакта, что влияет на мощностные характеристики ДВС. А также выявлена необходимость усовершенствования существующих отечественных технологий за счёт применения более совершенных методов обработки, оборудования и инструментов.

#### Литература

1. "Cylinder pressure measurement Volkswagen" Зарубежная энциклопедия [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://en.wikipedia.org/wiki/List\\_of\\_Volkswagen\\_Group\\_petrol\\_engines](http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_Volkswagen_Group_petrol_engines)
2. Статистические данные [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://tavria.org.ua>
3. Антропов Б.С. и др. Методы обеспечения и контроля герметичности впускного тракта автомобильных двигателей, 2000, 41с.
4. Абрамчук Ф.И. Двигатели внутреннего сгорания. Надёжность., Харьков, -2004, 322 с.
5. "Camshaft and camless technologies" Зарубежная энциклопедия [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://en.wikipedia.org/wiki/Valvetrain>
6. Круглов М.Г., Меднов А.А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания., М. – Машиностроение, 1988, 360с.
7. Статистические данные [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://tavria.nm.ru/kompressia\\_full.htm](http://tavria.nm.ru/kompressia_full.htm)
8. Архив библиотеки Вернадского [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.nbu.gov.ua/>
9. Балюк Б.К., Божко А.Е. Надёжность механизмов газораспределения быстроходных дизелей., М. – Машиностроение, 1979, 156с.