

влена даже с движущимися объектами через тонкий слой жидкости (например, масла).

**В-четвертых.** Имеется возможность автоматического контроля, в том числе с применением вычислительной техники.

Подводя итоги исследованиям акустических сигналов пар трения, можно отметить, что в настоящее время этот метод является наиболее удобным и оперативным средством выявления как патологических, так и переходных фрикционных процессов.

#### **Литература:**

1. Лебедев, В.М. Акустические исследования работы трибосопряжений, смазываемых пластичными смазочными материалами / В.М. Лебедев, А.В. Баранов // Долговечность трущихся деталей машин. -М.: Машиностроение. – 1988.- №3.- С. 234-243.

2. Александров, В.М. Контактные задачи в машиностроении / В.М. Александров, Б.Л. Ромалис. - М.: Машиностроение. – 1986. - 176 с.

3. Криштал, М.М. Спектральные и энергетические характеристики акустической эмиссии при трении и износе / М.М. Криштал, Д.Л. Мерсон, А.В. Чугунов // Тяжелое машиностроение. – 2007.- №12. – С. 14-18.

4. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. -М.: Машиностроение. - 1977. -526 с.

5. Баранов, А.В. Высокочастотная акустическая диагностика работы пар трения / А.В. Баранов, В.А. Вагнер // Расчет, диагностика и повышение надежности элементов машин. - Барнаул.: АГТУ. - 2000. - № 2. - С. 87-89.

## **ВЛИЯНИЕ ДВУХСТАДИЙНОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ В ВЫСОКООБОРОТНОМ МАЛОРАЗМЕРНОМ ДИЗЕЛЕ НА ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ИЗНОС ШАТУННОЙ ШЕЙКИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА**

**Вальехо Мальдонадо П.Р.** (Московский государственный технический университет «МАМИ»); **Гришин Д.К.** (Российский университет дружбы народов)

Одним из способов улучшения удельных энергетических показателей дизеля является форсирование его по частоте вращения коленчатого вала. Как известно, повышенная частота вращения коленчатого вала сокращает время рабочего цикла, увеличивает объёмную скорость подачи топлива, что приводит к росту динамического фактора. Повышенный динамический фактор у дизелей с непосредственным впрыскиванием приводит к существенному увеличению жесткости рабочего процесса двигателя. Как показал многолетний опыт эксплуатации дизелей, от жесткости рабочего процесса в значительной степени зависит износ основных деталей двигателя, уровни шума.

Для оценки жесткости рабочего процесса, или динамического фактора, обычно применяют такие показатели, как средняя  $(dp/df)_{cp}$  или максимальная  $(dp/df)_{max}$  скорости нарастания давления ( $j$  - угол поворота коленчатого вала), а также максимальное давление цикла  $P_z$  и степень повышения давления  $\lambda$ . Однако эти параметры недостаточны, так как не оценивают влияние жесткого рабочего процесса на возникающие вибрации упругих звеньев двигателя и, соответственно, на интенсивность износа основных деталей двигателя и уровень шума.

Снижение динамического фактора, как правило, связано со снижением  $P_z$ , что ограничивает возможности получения высокой топливной экономичности.

Одним из способов снижения динамического фактора, скорости нарастания давления является двухстадийная топливоподача.

На кафедре теплотехники и тепловых двигателей РУДН совместно с НПП “АГРОДИЗЕЛЬ” был создан способ подачи топлива, отличающийся от известных тем, что дополнительное топливо, которое поступает во впускной коллектор, подается не из линии высокого давления, а из полости низкого давления. Для подачи дополнительной порции топлива (ДПТ) используется импульс давления, который образуется при отсечке топлива в штатной системе топливоподачи [1] и распространяется по трубопроводу к дополнительной форсунке (ДФ), установленной во впускном коллекторе (рис. 1).

Оценка влияния двухстадийной топливоподачи на теоретический износ шейки коленчатого вала проводилась автоматизированным методом с использованием пакета MATHCAD [3].

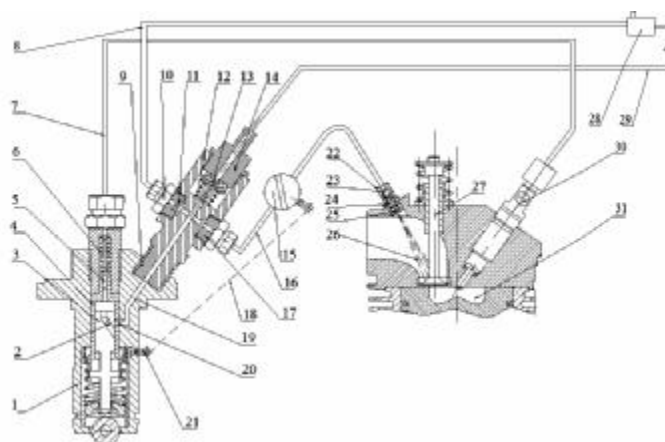


Рис. 1. Схема двухфазной топливоподачи для двигателя МД-6:

1 - корпус ТНВД; 2 - отсечка кромки плунжера; 3 - плунжер; 4 - втулка плунжера; 5 - нагнетательный клапан; 6 - пружина нагнетательного клапана; 7 - трубопровод высокого давления; 8 - трубопровод обратного топлива; 9 - корпус ФИД; 10 - штуцер отвода топлива; 11 – жиклер; 12 - пружина наполнительного клапана; 13 - наполнительный клапан; 14 - штуцер подвода топлива; 15 - золотниковый кран; 16 - трубопровод дополнительной форсунки; 17 - штуцер дополнительной форсунки; 18 – тяга; 19 - полость низкого давления; 20 - впускное и отсечное окна втулки плунжера; 21 – рейка; 22 - дополнительная форсунка; 23 - обратный клапан; 24 - пружина дополнительной форсунки; 25 - распылитель дополнительной форсунки; 26 - впускной коллектор; 27 - впускной клапан; 28 - топливный бак; 29 - топливопровод подводящий; 30 - основная форсунка; 31 - камера сгорания.

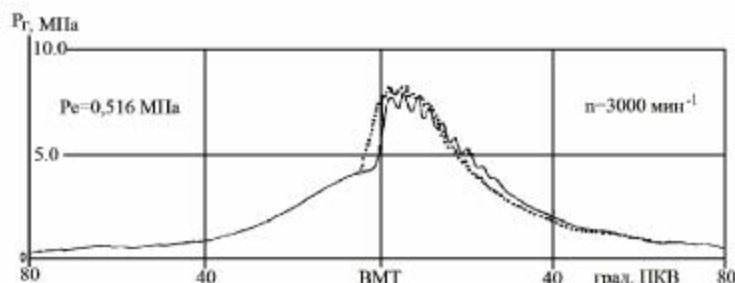


Рис. 2. Экспериментальные индикаторные диаграммы:

.... - без двухстадийной топливоподачи; — - с двухстадийной топливоподачей;  $P_e$  – среднее эффективное давление.

Для получения исходных данных снимались нагрузочные характеристики на ДТ при  $q_{exp}=25^\circ$  ПКВ до ВМТ при последовательном увеличении нагрузки от минимальной до максимальной при постоянной частоте вращения коленчатого вала  $3000 \text{ мин}^{-1}$  [1]. По результатам испытаний [2] были получены индикаторные диаграммы (рис. 2), необходимые для проведения динамического расчета.

Колебания, возникшие после верхней мертвой точки (рис. 2), обуславливаются наличием так называемого канала индикации, соединяющего камеру сгорания с чувствительной мембраной датчика. При этом канал действует как резонатор. Это приводит к погрешностям индицируемого среднего давления. Поэтому при расчетах полученные индикаторные диаграммы (рис. 2) были сглажены (рис. 3).

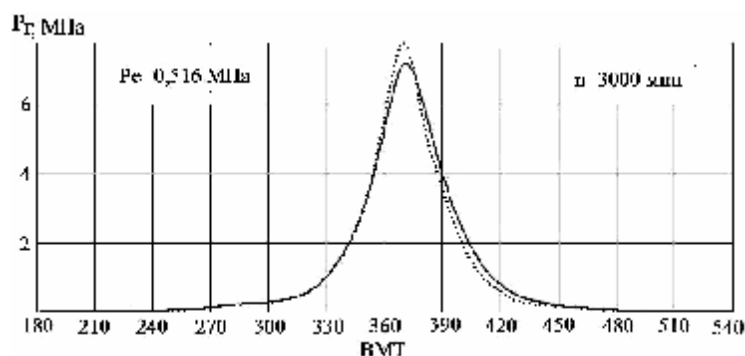


Рис. 3. Сглаженные индикаторные диаграммы:

— - с двухстадийной топливоподачей;  $\times\times\times$  - без двухстадийной топливоподачи;  $P_T$  - давление газов, МПа.

Исходными данными при определении теоретического износа шейки коленчатого вала служат полученные в результате автоматизированного динамического расчета векторы-столбцы значений действующих на шейку тангенциальной силы  $P_T$  и суммарной радиальной силы  $P'_K$  в функции угла поворота коленчатого вала, изменяющегося в пределах  $0 - 720^\circ$  с шагом в  $1^\circ$ . Сила  $P'_K$  действует вдоль кривошипа и включает в себя радиальную  $P_K$  и центробежную  $K_{RШ}$  силы, приложенные к кривошипной головке шатуна. Сумма трех указанных сил определяет результирующую силу  $R_{ШШ}$ , действующую на шатунную шейку коленчатого вала:

$$P'_K := \overrightarrow{(P_K + K_{RШ})} \quad R_{ШШ} := \sqrt{(P_T)^2 + (P'_K)^2}$$

(Стрелка над выражением в Mathcad означает, что математическое действие производится последовательно над всеми элементами векторов-столбцов входящих в выражение величин).

При автоматизированном построении диаграммы распределения усилий по окружности шейки для всего массива указанных исходных данных вычисляются значения угла  $\phi$  между результирующей силой  $R_{ШШ}$ , действующей на шатунную шейку, и одной из осей координат, связанной с шейкой. В качестве подобной оси принимается ось  $x$ , совпадающая с положительным направлением силы  $P_T$ . При построении указанной диаграммы также учитывается, что скольжение втулки шатуна относительно шейки коленчатого вала происходит в направлении, противоположном вращению вала. Поэтому в качестве угловой координаты для определения направления усилий, распределенных по окружности шейки, принимается угол  $\phi$ , отсчитываемый от оси  $x$  против часовой стрелки.

На рис. 4 приведен фрагмент рабочего документа Mathcad с процедурой формирования массива  $\phi_i$ , необходимого для построения векторной диаграммы распределения усилий по окружности шейки.

На рис. 5 обозначено:

$k$  – индекс (номер) сектора;  $a_k, b_k$  – левая и правая угловые границы сектора суммирования;  $c_k$  – правая граница сектора за пределами угла  $2\pi$ ;  $q$  – искомый вектор-столбец сумм сил давления на выделенных секторах.

$$i := 0 \dots \text{last}(R_{\text{шц}})$$

$$\phi_i := \begin{cases} \arccos\left(\frac{P_{T_i}}{R_{\text{шц}_i}}\right) & \text{if } P_{T_i} > 0 \wedge P'_{K_i} > 0 \\ \arccos\left(\frac{P_{T_i}}{R_{\text{шц}_i}}\right) & \text{if } P_{T_i} \leq 0 \wedge P'_{K_i} \geq 0 \\ \arccos\left(\frac{|P_{T_i}|}{R_{\text{шц}_i}}\right) + \pi & \text{if } P_{T_i} \leq 0 \wedge P'_{K_i} \leq 0 \\ 2\pi - \arccos\left(\frac{P_{T_i}}{R_{\text{шц}_i}}\right) & \text{if } P_{T_i} > 0 \wedge P'_{K_i} < 0 \end{cases}$$

Рис. 4. Процедура формирования массива  $\phi_i$ .

$$k := 0 \dots 12$$

$$a_k := k \cdot \frac{\pi}{6} \quad b_k := \begin{cases} 2 \cdot \pi & \text{if } a_k + 2 \cdot \frac{\pi}{3} \geq 2 \cdot \pi \\ a_k + 2 \cdot \frac{\pi}{3} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$c_k := \begin{cases} a_k + 2 \cdot \frac{\pi}{3} & \text{if } a_k + 2 \cdot \frac{\pi}{3} > 2 \cdot \pi \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$q := \sum_{i=1}^{720} \left[ R_{\text{шц}_i} \cdot (a < \phi_i < b \vee 0 < \phi_i < c) \right]$$

Рис. 5. Суммирование сил давления на шейку по секторам:

Как известно [4], в соответствии с гипотезой о пропорциональности износа силе давления, построение условной диаграммы износа шейки вала производится на основе суммирования сил давления на участках поверхности шейки по секторам шириной  $120^\circ$ . Обычно рассматривают 12 секторов, сдвинутых друг относительно друга на  $30^\circ$ . На биссектрисах указанных секторов в радиальном направлении откладываются отрезки, пропорциональные полученным суммам. Линия, соединяющая указанные отрезки, используется для построения условной диаграммы износа шейки вала. Суммирование сил с шагом в  $1^\circ$  в пределах угла поворота коленчатого вала на  $720^\circ$  по секторам шириной  $120^\circ$ , сдвинутых относительно друг друга на  $30^\circ$ , производится посредством процедуры, представленной на рис. 5.

Формула для  $q$ , приведенная на рис. 5, основана на использовании Булева оператора, позволяющего в данном случае производить суммирование при удовлетворении условия нахождения силы в пределах границ заданного сектора.

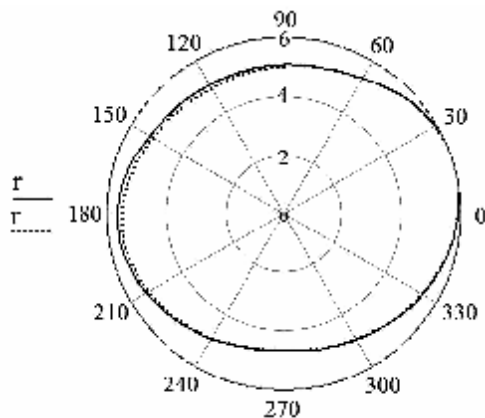


Рис. 6. Теоретическая диаграмма износа шейки вала:  
 ..... - без двухстадийной топливоподачи; — - с двухстадийной топливоподачей.

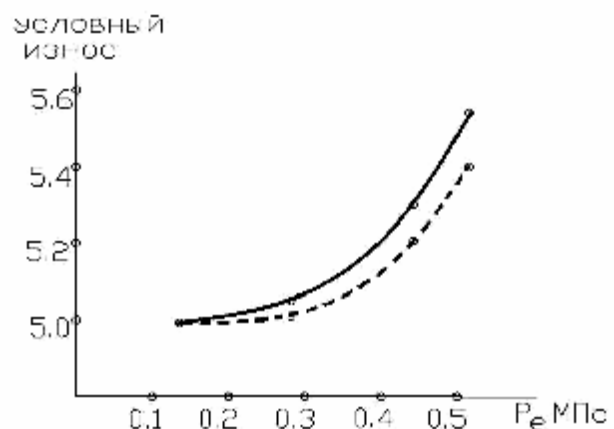


Рис. 7. Условный теоретический износ шейки коленчатого вала:  
 — - без двухстадийной топливоподачи;  
 ---- - с двухстадийной топливоподачей.

Для наглядности представления картины износа шейки удобно пользоваться построением диаграммы значений радиуса-вектора  $r$ , характеризующего износ:

$$r := \overrightarrow{(\rho - q)} \quad \rho := \mu \cdot \max(q),$$

где:  $\mu$  - масштабный коэффициент (рекомендуется брать в пределах 3...5);

$\rho$  - условный радиус шейки в масштабе, соизмеримом с  $q$ .

В этом случае износ пропорционален разности  $\rho$  и  $r$  (рис. 6).

Результаты, представленные на рис. 7, получены при обработке теоретических диаграмм износа шейки вала при различных значениях  $P_e$ . Как следует из рис. 7, при применении двухстадийной топливоподачи в дизеле МД-6 условный износ шатунной шейки коленчатого вала снижается примерно на 2-3 процента.

Использованный метод определения условного теоретического износа шатунной шейки может быть полезен при анализе эффективности различных способов усовершенствования двигателей внутреннего сгорания.

#### **Литература:**

1. Гусаков С. В., Девянин С. Н., Вальехо Мальдонадо П.Р. Испытание дизеля МД-6 при работе на рапсовом масле. Журнал: Тракторы и сельскохозяйственные машины.- 2001.- №4.- с.42-45.

2. Гусаков С.В., Патрахальцев Н.Н., Вальехо Мальдонадо П.Р., Марков В.А. Характеристики процесса топливоподачи и показатели быстроходного дизеля, работающего на дизельном топливе и рапсовом масле // Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2009, №2 (75), с.58-71.

3. Вальехо Мальдонадо П.Р., Гришин Д.К. Автоматизация расчета износа шатунной шейки коленчатого вала четырехтактного рядного двигателя // Вестник машиностроения, 2009, №6, с.11-13.

4. Комбинированные двигатели внутреннего сгорания: Учебник для студентов вузов./ Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков; Под ред. Н.Д. Чайнова.- М.: Машиностроение, 2008.– 496 с.

### **РАЗРАБОТКА ОПЫТНО-ПРОМЫШЛЕННОГО ОБРАЗЦА НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКИ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА, ПРЕЖДЕ ВСЕГО, ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ С ТЕПЛОМ СОЛНЕЧНЫМ КОЛЛЕКТОРОМ И ДВИГАТЕЛЕМ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ, МОЩНОСТЬЮ 5-10 КВТЭ И БОЛЕЕ**

**Гармай А.С.** (ООО «Энергоавиа-МТ», ОАО «Интеравиагаз»)

Низкотемпературная Солнечная энергоустановка (НТСЭУ) должна обеспечивать, в зависимости от требований, круглосуточное снабжение потребителей механической, электрической и тепловой энергией при **низких уровнях инсоляции**, в специфических и неблагоприятных условиях, при отсутствии возможностей или нецелесообразности использования традиционных топлив и энергоустановок, в областях с повышенными требованиями к ресурсосбережению, обеспечить независимость хозяйствующих субъектов, в том числе - частных от централизованного тепло-электроснабжения, улучшить экологическую обстановку в регионах, иметь в производстве низкую себестоимость - вдвое и более раз ниже, чем у зарубежных аналогов, а также - значительный ресурс и безопасность в эксплуатации.