

УДК 621.43

Горожанкин С.А., д.т.н.¹, Мартынюк А.В.²1 — ДонНАСА, г. Макеевка; 2 — ЗАО «ММЗ» Макеевский
металлургический завод, г. Макеевка**ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ С
БОЛЬШИМ ОТНОСИТЕЛЬНЫМ СМЕЩЕНИЕМ КРИВОШИПНО-
ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА**

Приведен сравнительный анализ параметров рабочего цикла дизельного двигателя с различными величинами относительного смещения кривошипно-шатунного механизма. Расчет процесса сгорания выполнен на базе метода И.И. Вибе с использованием уравнений скорости сгорания и зависимостей для кинематики кривошипно-шатунного механизма с большим дезаксиалом.

Введение

Стремление к совершенствованию отдельных процессов в двигателях внутреннего сгорания, которые определяют параметры действительного цикла, заставляют исследователей обращаться к нетрадиционным конструкциям двигателей.

В последние годы разработаны и исследуются конструкции кривошипно-шатунного механизма (КШМ) с большим дезаксиалом [1]. В таком двигателе, при надлежащей точности изготовления деталей, может быть обеспечена практически полная разгрузка от боковых сил, действующих на поршень. Результаты исследований зависимости изменений скорости, ускорения поршня такого двигателя от величины дезаксиала приведены в [2].

Цель работы

Проведение сравнительного анализа влияния изменения величины относительного смещения кривошипно-шатунного механизма дизельного двигателя на параметры его термодинамического цикла. На основании этого становится возможным определить целесообразность и перспективы практического применения таких двигателей.

Характерным для двигателей с такими схемами КШМ является увеличение продолжительности пребывания поршня вблизи верхней мертвой точки (ВМТ), что требует рассмотрения особенностей процессов сжатия, сгорания и расширения. Для этого использованы уравнения закономерностей динамики процесса сгорания, предложенные И.И. Вибе [3]. Они удовлетворительно описывают изменения во времени температур и давлений в ДВС, причем как в дизельных, так и с принудительным воспламенением.

Исследование рабочего цикла дизельного двигателя

Для проведения сравнительной оценки влияния изменения величины относительного смещения КШМ дизельного двигателя на параметры его рабочего цикла были внесены некоторые дополнения в методику И.И. Вибе. Они учитывают кинематику КШМ с большими дезаксиалами [2]. Это позволяет проводить вычисления параметров процессов сжатия, сгорания и расширения в двигателях при любом значении относительного смещения.

В соответствии с указанными уточнениями удельный объем рабочего тела в зависимости от угла поворота коленчатого вала вычисляется по формуле

$$v_i = \frac{v_a}{\varepsilon} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{\psi(\varphi)} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{k\lambda}{1 + \lambda} \right)^2} - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \left(k^2 - 2k \sin \varphi + \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} \right)} \right] \right\}, \quad (1)$$

где v_a — удельный объем рабочего тела в начале такта сжатия;

φ — текущий угол поворота кривошипа относительно оси цилиндра;

$k = a/R$ — относительное смещение (a — дезаксиал, R — радиус кривошипа);

$\lambda = R/L$ — относительная длина шатуна;

ε — геометрическая степень сжатия.

Коэффициент $\psi(\varphi)$, учитывающий положение КШМ в зависимости от угла φ , определяется из выражения:

$$\psi(\varphi) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{\chi(\varphi_{HMT})} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{k\lambda}{1 + \lambda} \right)^2} - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \left(k^2 - 2k \sin \varphi + \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} \right)} \right]. \quad (2)$$

В этом выражении $\chi(\varphi_{HMT}) = \text{const}$ — коэффициент, учитывающий положение поршня в нижней мертвой точке. Его величина определяется как

$$\chi(\varphi_{HMT}) = \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{k\lambda}{1 + \lambda} \right)^2} - \cos \varphi_{HMT} + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \left(k^2 - 2k \sin \varphi_{HMT} + \frac{1 - \cos 2\varphi_{HMT}}{2} \right)}.$$

Следует отметить, что при относительном смещении $k = 0$ величина $\chi(\varphi_{HMT}) = 2$.

Для определения расчетной продолжительности сгорания используется производная выражения (2), которая принимает вид:

$$\psi'(\varphi) = \frac{\varepsilon - 1}{\chi(\varphi_{HMT})} \left[\sin \varphi - \frac{\lambda k \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \left(k^2 - 2k \sin \varphi + \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} \right)}} + \frac{\lambda \sin 2\varphi}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \left(k^2 - 2k \sin \varphi + \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} \right)}} \right]. \quad (3)$$

При проведении численного эксперимента приняты следующие исходные параметры цикла двигателя [3]:

- давление и температура окружающей среды — $p_0 = 0,1013 \text{ МПа}$; $T_0 = 288 \text{ К}$;
- давление в процессах впуска и выпуска — $p_a = 0,083 \text{ МПа}$; $p_r = 0,1079 \text{ МПа}$;
- геометрическая степень сжатия $\varepsilon = 16$;
- коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,3$;
- коэффициент эффективности сгорания $\xi = 0,85$;
- продолжительность сгорания $\varphi_z = 50 \text{ град}$;
- показатель характера сгорания $m = 0,65$;
- угол опережения воспламенения $\theta = 10 \text{ град}$.

Относительные смещения механизма $k = a/R$ принимались равными 0; 0,5; 1,0; 1,5 и 2,0 при постоянном значении величины удлинения шатуна $\lambda = 0,25$.

Результаты расчетов приведены на рисунках 1, 2, 3, 4 и 5:

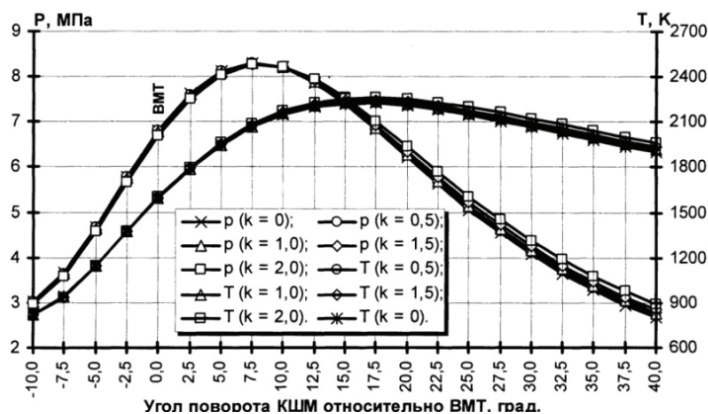


Рис. 1. Давления и температуры процесса сгорания для дизельных двигателей, отличающихся относительным смещением k в КШМ

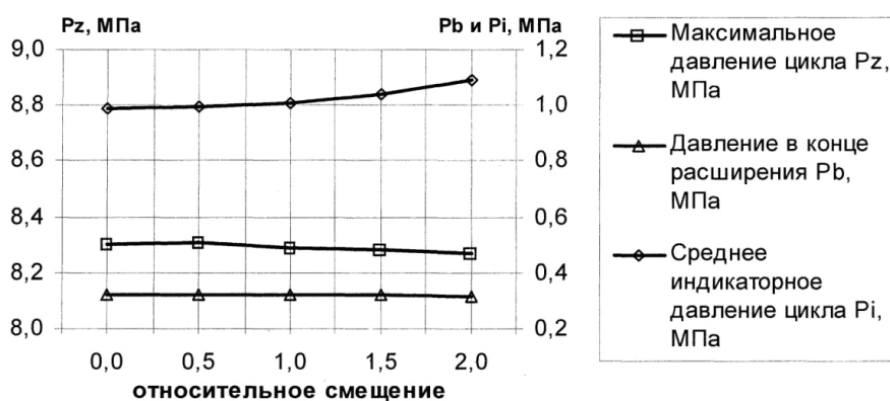


Рис. 2. Изменение характерных давлений цикла

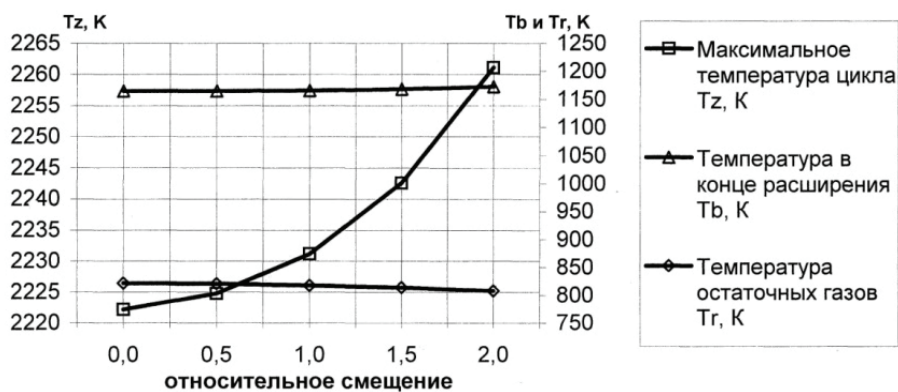


Рис. 3. Изменение характерных температур цикла

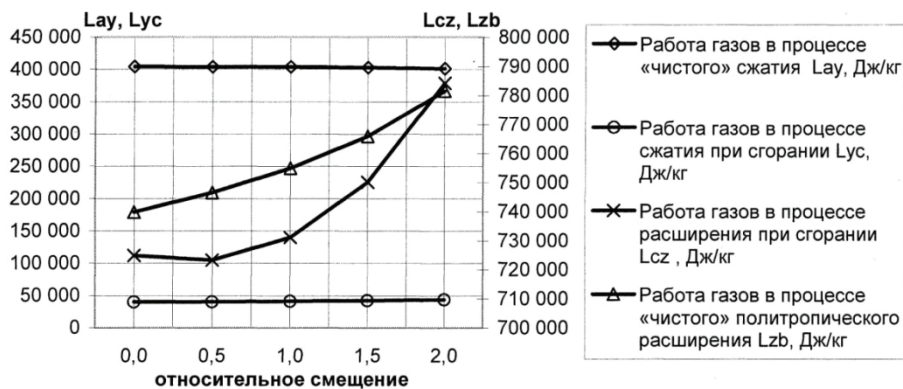


Рис. 4. Изменение работ процессов цикла

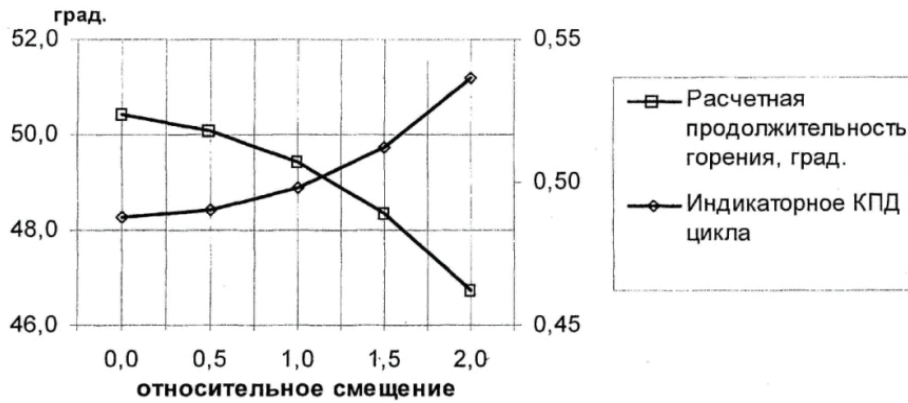


Рис. 5. График зависимости индикаторного КПД цикла η_i от относительного смещения k

Выводы

Возрастание смещения кривошипно-шатунного механизма при равных значениях продолжительности сгорания, показателя характера сгорания и угла опережения воспламенения относительно центрального КШМ приводит к следующему:

- в фазе сгорания от момента воспламенения до точки максимального давления наблюдается снижение давления газов от 0,1 % до 1,9 %, а значение температуры при этом возрастает до 1,0 %;
- в фазе сгорания на участке от максимального давления p_z до максимальной температуры T_z давление и температура заметно возрастают и при $k = 2,0$ достигают, соответственно, 2,7 % и 1,8 %;
- в фазе догорания топлива давление и температура повышаются при всех значениях относительного смещения (в частности, при $k = 2,0$ давление увеличивается от 2,7 % до 10,9 %, а температура — от 1,8 % до 3,4 %).

Приведенные выше результаты свидетельствуют о том, что относительное смещение k более существенно влияет на изменение давления, чем температуры.

С ростом относительного смещения k давление и продолжительность начального сгорания (на участке от начала горения до ВМТ) уменьшаются, а во время процесса расширения — увеличиваются.

Работа в процессе «чистого» сжатия (до момента воспламенения) и работа сжатия на участке начального сгорания сохраняются практически неизменными, в то же время при сгорании после ВМТ и при последующем расширении работа существенно возрастает.

В целом смещение КШМ приводит к заметному увеличению среднего индикаторного давления и индикаторного КПД цикла.

Список литературы

1. Пат. 7354 Україна. Двигун внутрішнього згорання. — Оpubл. 29.09.1995. — 2 с.
2. Горожанкин С.А. Особенности кинематики ДВС с большими дезаксиалами кривошипно-шатунных механизмов / С.А. Горожанкин, А.В. Мартинюк // Труды Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. — Макеевка: ДонНАСА, 2006. — Вып. 6 (62). — С. 32-35.
3. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателя / И.И. Вибе. — М.: Машгиз, 1962. — 271 с.

Стаття надійшла до редакції 09.10.09
© Горожанкин С.А., Мартинюк А.В., 2009