

УДК 621.43

## ПРИМЕНЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ В ДВС

Е. В. КУЗНЕЦОВ

Белорусско-Российский университет  
Могилев, Беларусь

Как известно, любое техническое решение имеет достоинства и недостатки. Например, в качестве коренных и шатунных подшипников коленчатых валов четырёхтактных моторов, как правило, применяют подшипники скольжения (вкладыши). Главное их достоинство – компактность, но к недостаткам можно отнести, во-первых, необходимость смазки под давлением, что влечет усложнение конструкции двигателя, во-вторых, нестабильность коэффициента трения, который изменяется в широком диапазоне – от 0,01 до 0,15. Подшипники же качения (шариковые или роликовые) при жидкой смазке имеют постоянный коэффициент трения, равный 0,01.

С помощью математической модели двигателя [1] рассмотрено влияние типа подшипников кривошипно-шатунного механизма четырёхтактного дизеля на его основные показатели.

В указанной модели учитывается трение в парах: «поршень – цилиндр», «поршневой палец – верхняя головка шатуна», «нижняя головка шатуна – шатунная шейка коленчатого вала» и «коренные шейки коленчатого вала – картер». Сила трения поршня о стенку цилиндра направлена вдоль его оси и оценивается по зависимости

$$F_{\text{тр.п}} = - \text{sign}(v_{\text{п}}) f_{\text{п}} (F_N + F_{N\text{ст}}), \quad (1)$$

где  $\text{sign}(v_{\text{п}})$  – функция знака скорости поршня;  $f_{\text{п}}$  – коэффициент трения поршня о стенку цилиндра;  $F_N$  – боковая сила, прижимающая поршень к цилиндру;  $F_{N\text{ст}}$  – статическая сила прижатия поршневых колец к цилиндру.

Аналогично оцениваются остальные указанные силы трения. Направлены они перпендикулярно действующим в парах трения силам давления против векторов относительных скоростей движения.

Коэффициент  $f$  в каждой паре трения скольжения является переменной величиной и изменяется в указанных широких пределах. Текущее значение его определяется с помощью кривой Герси – Штрибека по критерию Зоммерфельда:

$$Z = \frac{\mu v A}{F}, \quad (2)$$

где  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости смазки в подшипнике;  $v$  – скорость скольжения одной детали относительно другой;  $A$  – площадь пары трения;  $F$  – сила, прижимающая одну деталь к другой.

На примере дизеля ЯМЗ-240, параметры которого использованы в модели, получен график изменения коэффициента трения в паре «поршень – цилиндр» от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  за один цикл работы мотора на номинальном режиме (рис. 1). Аналогичный характер изменения коэффициента трения в других парах скольжения.

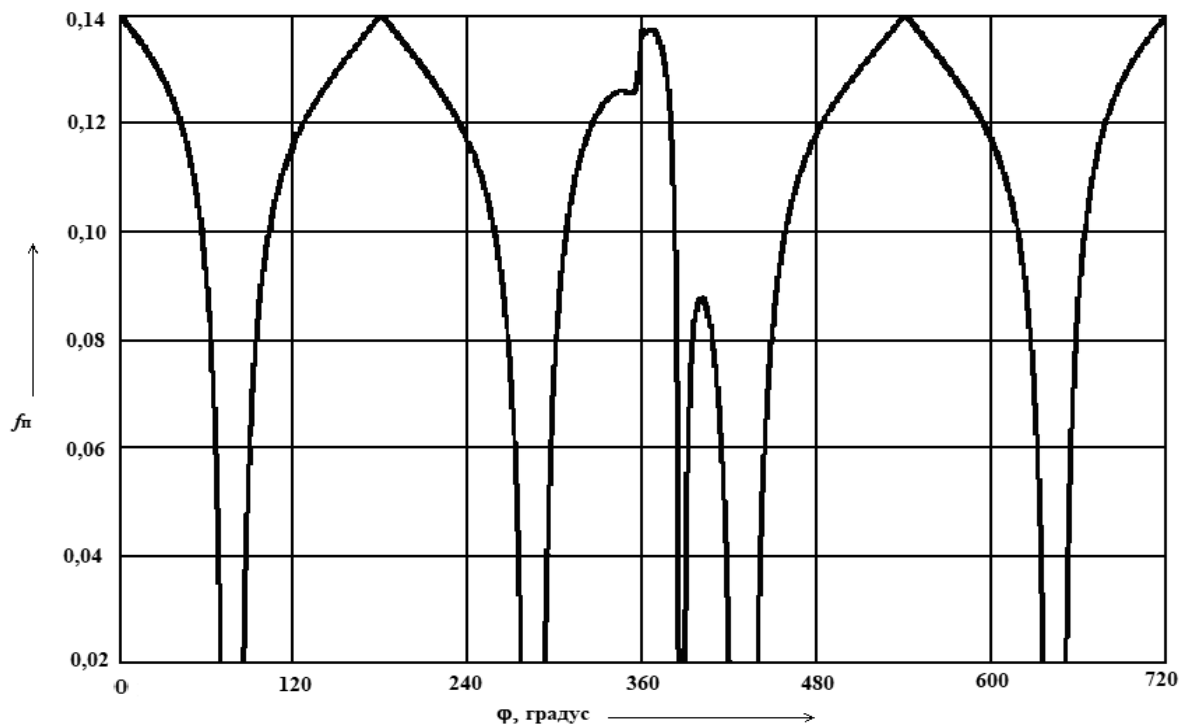


Рис. 1. Изменение коэффициента трения в паре «поршень – цилиндр» ЯМЗ-240

Наибольшее трение имеет место в шатунной шейке и в поршневом пальце. Их суммарная сила составляет более 7,5 кН.

Данный двигатель, как известно, в качестве коренных опор имеет роликовые подшипники качения. Его КПД на указанном режиме составляет 35 %, а мощность 357 л. с. Если бы коренные опоры были подшипниками скольжения, то КПД составлял 33 %, а номинальная мощность 343 л. с. А если бы и шатунные подшипники были подшипниками качения, то КПД составил 36 %, а мощность 370 л. с, т. е. применение подшипников качения на коленчатом валу позволяет почти на 8 % увеличить номинальную мощность мотора и на 3 % КПД.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кузнецов, Е. В.** Основы теории и проектирования ДВС / Е. В. Кузнецов. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2021. – 323 с.