

УДК 621.9.06

Ю. А. Сахно¹, Е. Ю. Сахно², Я. В. Шевченко²¹ Государственный технологический университет;² Государственный институт экономики и управления, г. Чернигов

УМЕНЬШЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ИЗНОСА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Рассмотрены силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме двигателя внутреннего сгорания. Разработана новая схема автоматической компенсации величины износа коренных шеек коленвала. Определены конструктивные параметры управляющего золотника привода для компенсации перемещений коленвала под нагрузкой.

Коленчатый вал, коренная шейка, кривошипно-шатунный механизм, золотник

Вступление

Известно, что износ вала и подшипников двигателей внутреннего сгорания (ДВС), вызывает увеличение зазоров между подшипниками и цапфами, а при определенных величинах зазора сопровождается ударами коленчатого вала о поверхность подшипника [1]. Поясняется это тем, что увеличение зазора между валом и подшипником ведет к увеличению эксцентриситета в подшипнике и, как следствие, инерционных нагрузок и контактных напряжений в сопряжении. Величину зазора можно компенсировать, обоснованно-допустимые зазоры в сопряжении вал-подшипник как исследовательскими, так и расчетными методами. В существующих карбюраторных и дизельных двигателях для уменьшения изнашивания коленвала и подшипников используются моторные масла марок МС и другие [2], с износостойкими присадками. Однако смазочные масла имеют большую стоимость и требуют очистки с повторной их регенерацией.

Методика исследований

Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме, определяются путем алгебраического сложения сил давления P_r и сил энергий P_i возвратно-поступательного движения масс [3]:

$$P = P_r + P_i. \quad (1)$$

Суммарная сила P направлена по оси цилиндра и приложена к оси поршневого пальца. При этом, воздействие от силы P передается на стенки цилиндра перпендикулярно оси, и на шатун по направлению его оси.

Силы давления газов, действующие на площадь поршня, для упрощения динамического расчета заменяют одной силой, направленной вдоль оси цилиндра и она определяется для каж-

дого момента времени при повороте коленвала на угол φ :

$$P_r = (p_k - p_0)F_n \cdot 10^6, \quad (2)$$

где F_n – площадь поршня в мм²; $(p_k - p_0)$ – разность давлений в Па.

Силы инерции, действующие в кривошипно-шатунном механизме, в соответствии с характером движения приведенных масс подразделяются на силы инерции поступательно движущихся масс P_i и силы вращающихся масс P_j :

$$\begin{aligned} P_i &= -m_i J = -m_i R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi); \\ P_j &= -m R \omega^2, \end{aligned} \quad (3)$$

где m – масса движущихся деталей, кг; J – ускорение деталей, м/с²; ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, с⁻¹; R – радиус шейки коленвала, мм; $\lambda = R/L_{ш}$ – отношение радиуса коленвала к длине шатуна.

Сила P направлена перпендикулярно коленвалу; от ее действия возникают две составляющие – сила, направленная по радиусу коленвала K , и тангенциальная сила T , направленная по касательной к окружности радиуса коленвала:

$$K = P \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}; \quad T = P \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \quad (4)$$

где β – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра.

Результирующая сила $R_{ку}$ (от сил K и T), действующая на коренные шейки коленвала определяется геометрическим сложением равных сил (но противоположных по направлению) от двух смежных колен:

$$\vec{R}_{ку} = \vec{R}'_{k_i} + \vec{R}_{k_{(i+1)}}, \quad (5)$$

где $R_{k_i} = -R_{k_i} \frac{l_2}{L}$; $R_{k(i+1)} = -R_{k(i+1)} \frac{l_1}{L}$; L – расстояние между центрами соединенных коренных шеек; l_1 и l_2 – расстояние по оси вала между центрами коренной и шатунной шеек (рис. 1, а).

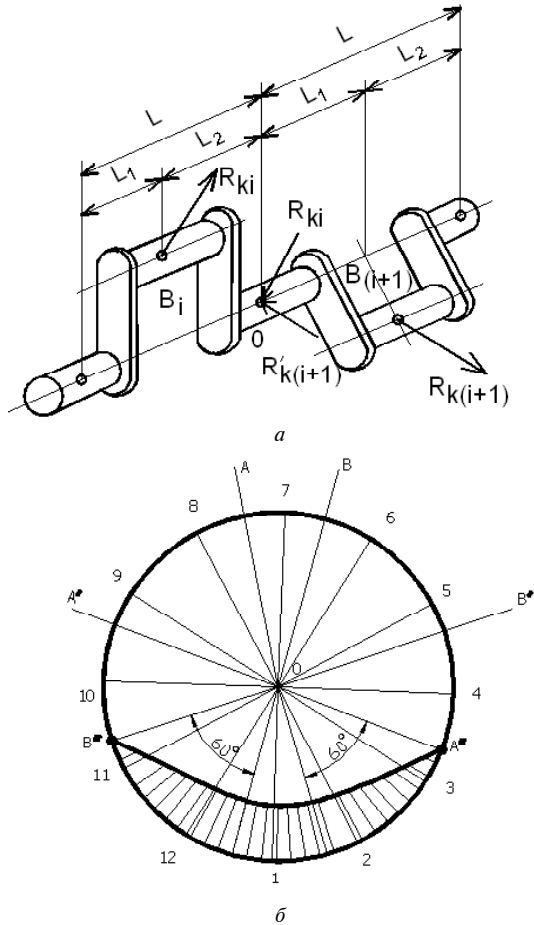


Рис. 1. Схема сил, действующих на коренную шейку (а); диаграмма износа шейки (б) (заштрихованная часть)

При работе ДВС под нагрузкой происходит увеличение силы $R_{k_{ш}}$. При этом наблюдается смещение коленвала в пределах радиального зазора между коренными шейками и подшипником, и тогда возникает металлический контакт между сопрягающимися деталями, сопровождающийся износом (рис. 1, б).

В данной работе поставлена задача увеличения срока службы коленчатого вала путем вмонтирования в механическую систему двигателя золотника-регулятора жидкости, с помощью которого дополнительно подается смазка в зазор δ с целью кратковременного повышения давления в смазочном слое подшипников в момент увеличения сил, которые действуют на шейку вала.

Результаты исследований

На основании данных прочностного расчета коренных подшипников [3] при принятых:

$d_{k_{ш}} = 100$ мм, рабочая ширина вкладыша $l_{k_{ш}} = 40$ мм, среднее удельное давление на поверхности шейки $K_{k_{ш}} = 10,5$ МПа/м², и частота вращения коленвала $n = 2300$ об/мин, – диаметральный зазор для подшипника залитого свинцовистой бронзой, будет $\Delta = 0,8 \cdot 10^{-3} d_{k_{ш}} = 0,08$ мм, с минимальной толщиной масляного слоя $h_{\min} = 4,86$ мкм и величиной критического слоя $h_{кр} = 0,0024$ мкм.

Рассмотрим модернизированную систему смазывания коренных шеек коленвала 1 двигателя внутреннего сгорания [4]. Система имеет корпус 10, в котором упорное кольцо 9 установлено на шейку коленвала 1 и находится в постоянном контакте с несколькими регулируемыми стержнями 5, расположенными по окружности через 90°, которые через следящий элемент 8 с передаточным отношением $i = a/b$ передают сигналы на перемещение поршня управляющего золотника 7, в который подается жидкость под давлением p_{H2} (рис. 2, а) от дополнительного насоса. Питание коренных шеек коленвала происходит от основного насоса с давлением p_{H1} .

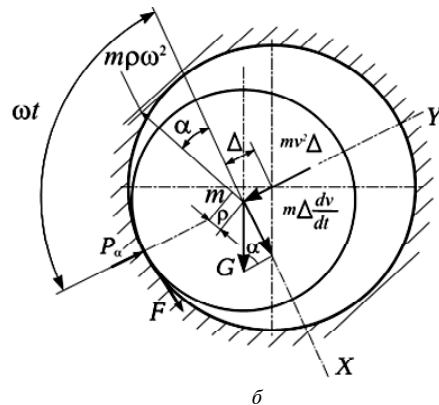
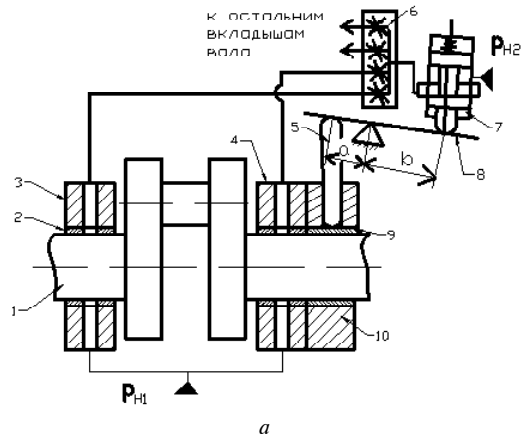


Рис. 2. Схема компенсации смещения коленвала (а); схема цапфы, вращающейся в опоре под нагрузкой (б)

Схема работает следующим образом. При увеличении сил, действующих на шейку коленвала, диаметральный зазор δ между коленвалом 1 и вкладышем 2 гидродинамического подшипника уменьшается на граничную величину, при которой происходит перемещение регулирующего стержня 5.

Стержень 5 воздействует на следящий элемент 8, который с передаточным отношением i усиливает переданный сигнал (величину перемещения шейки вала вследствие его контакта с управляющим кольцом 9) и передает его к управляющему золотнику 7. В результате чего жидкость от дополнительного насоса через делитель потока 6 поступает в сопряжение «шейка коленвала-вкладыш», что приводит к увеличению давления в месте металлического контакта и создает дополнительную силу, которая удерживает вал в исходном положении.

При обосновании гранично-допустимых зазоров в сопряжении коленвал-подшипник скольжения можно исходить из разных критериев, которые определяют гранично-допустимое эксплуатационное состояние сопряжения. Для подшипников скольжения в электрических генераторах, электродвигателях, приспособлениях для наматывания ниток упаковки и т.д., можно считать режим работы нормальным, если вал во время вращения находится в нижней части подшипника, выполняя при этом также маятниковые колебания. Эти колебания при износе сопряжения вал-подшипник увеличиваются и при определенном износе могут перейти к прецессионному (блуждающему) движению вала в подшипнике.

Однако в ряде случаев «блуждание вала» в подшипнике скольжения отвечает нормальному рабочему режиму машины (например, сопряжение подшипник-коленчатый вал двигателя внутреннего сгорания). Для поиска способов повышения работоспособности компенсационной системы рассмотрим режимы работы подшипников коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания. Первый режим характеризуется маятниковыми колебаниями, второй – периодическими ударами вала по окружности и третий режим – движением вала по окружности подшипника скольжения, который, как правило, сопровождается качением коленвала со скольжением. Наиболее неустойчивым режимом относительно работоспособности подшипников считают второй режим, который характеризуется ударами коленвала о подшипник. Другие режимы более спокойны, однако вызывают износ подшипников. Кроме того, третий режим сопровождается развитием значительных динамических давлений на узел подшипника.

Допустим, что коленвал вращается в подшип-

нике скольжения с угловой скоростью ω . На него действует сила тяжести G , крутящий момент $mv^2\Delta$ (рис. 2, б), тангенциальная сила инерции $m_n\Delta \frac{dv}{dt}$, крутящий момент $m\omega^2\rho$ от неуравновешенности, сила трения F , и реакция вала P_a на подшипник [5].

Из условия равновесия указанных сил будем иметь (рис. 2, б):

$$m\Delta \frac{dv}{dt} = m\omega^2\rho \sin(\omega t - \alpha) - G \sin \alpha - F; \quad (6)$$

$$P_a = g \cos \alpha + mv^2\Delta + m\omega^2\rho \cos(\omega t - \alpha), \quad (7)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; m – неуравновешенная масса, кг; ρ – расстояние от геометрической оси, мм; v – скорость вращения вала в подшипнике м/сек; α – угловое смещение коленвала от положения равновесия.

Выражение (7) представляет граничное условие столкновения вала с подшипником. Объединяя уравнение (6) и граничное условие (7), получим уравнение движения с учетом ограничений, полученных путем дифференцирования уравнения (6) по значению α :

$$\frac{d\left(m\Delta \frac{dv}{dt}\right)}{d\alpha} = -G \cos \alpha - m\omega^2\rho \cos(\omega t - \alpha) - \frac{dF}{d\alpha}.$$

Складывая производную из выражения (7), получим:

$$\frac{d\left(m\Delta \frac{dv}{dt}\right)}{d\alpha} = mv^2\Delta - P_a - \frac{dF}{d\alpha}.$$

Не принимая во внимание изменения силы трения $\frac{dF}{d\alpha} = 0$, приняв $m = \frac{G}{g}$, получаем:

$$d\left(\frac{G}{g} \frac{dv}{dt} \Delta\right) = \frac{G}{g} v^2 \Delta d\alpha - P_a d\alpha. \quad (8)$$

Таким образом, после интегрирования получим:

$$\frac{dv}{dt} = \pm v \omega_M \sqrt{\frac{1}{2} \frac{P}{G} \left(\frac{1}{2} \frac{G}{P_a} \frac{v^2}{\omega_M^2} - 1 \right)^{0.5}}, \quad (9)$$

где ω_M^2 – квадрат частоты маятниковых колебаний вала, равный $\omega_M^2 = \frac{g}{\Delta}$, $\frac{d\alpha}{dt} = \gamma$.

Если принять, что $x = \alpha v$, $\alpha = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{G}{P_a} \frac{1}{\omega_M}} - 1$,

то уравнение (9) принимает вид:

$$\frac{dx}{dt} = \pm \frac{x}{2\alpha} \cdot \sqrt{x^2 - 1},$$

откуда $t = \pm 2\alpha \cdot \int \frac{dx}{x\sqrt{x^2 - 1}} + c_2 = \pm 2\alpha \cdot \arcsin \frac{1}{x} + C_2'$,

где $C_2 = C_2' = 0$.

Таким образом, время металлического контакта поверхности коленвала с подшипником рассчитывается по выражению: $t = \pm 2\alpha \cdot \arcsin \frac{1}{x}$.

В данной работе предлагается подавать дополнительный объем жидкости для повышения давления и его несущей способности, чтобы избежать смещения коленчатого вала под нагрузкой. При этом несущая способность одноклинового подшипника при заданном эксцентриситете определяется уравнением гидродинамики, решение которого имеет вид:

$$P = \frac{P_0}{(1 + x \cos \theta)^2}, \quad (10)$$

где P_0 – нагрузка, действующая на вал; x – относительный эксцентриситет: $x = \frac{2e}{\Delta}$, где Δ – диаметральный зазор, e – эксцентриситет.

При этом управляющий золотник и втулка притираются, обеспечивая рабочий зазор 0,01–0,05 мм, чтобы, будучи смазанным минеральным маслом и установленным в вертикальном положении, золотник свободно перемещался под действием собственного веса. Золотник (всего их четыре, установленных под углом 90°) выполнен из стали 12ХНЗА, цементирован на глубину 0,8 мм и зака-

лен в масле до твердости HRC 58–62. Конусность и овальность рабочей цилиндрической поверхности золотника не более 0,005 мм. Втулка изготовлена из стали марки 40ХНМА и закалена в масле до твердости HRC 30–35, а затем отшлифована.

Вследствие радиального зазора $\delta_r \neq 0$ при осевом зазоре $\delta_0 = 0$ расход жидкости от дополнительного насоса в дроссельной щели примерно 1 л/мин. На рис. 3 показаны конструкция золотника и экспериментальные данные [6] истечения масла «Индустриальное 20» через рабочие щели дроссельных золотников Ж 10 мм при перепадах давлений 1,3 и 0,5 МПа. Размеры золотника и втулки выполнены из условия, при котором в начальном положении золотника имеется нулевое перекрытие щели (рис. 3, а). Дроссельная щель выполнена прямоугольной формы, обеспечивая линейное изменение площади проходного сечения, пропорционально осевому смещению золотника. Длина дросселирующей щели определяется по формуле:

$$a = d \cdot \sin \frac{\beta^\circ}{2},$$

где d – диаметр золотника.

Площадь проходного сечения щели равна $S = 2\alpha \cdot h$, где h – осевое смещение золотника мм.

Расходы жидкости при нулевом положении золотника проходят в основную магистраль смазывания и вместе с жидкостью, которая подается основным насосом системы, поступает к смазываемым точкам. Осевое смещение золотника на величину 0,1 мм приводит к дополнительной подаче смазки к местам смазывания 4–5 л/мин, в результате чего повышается давление в масляной системе коренного подшипника и коленчатый вал не смещается, исключая металлический контакт между трущимися поверхностями.

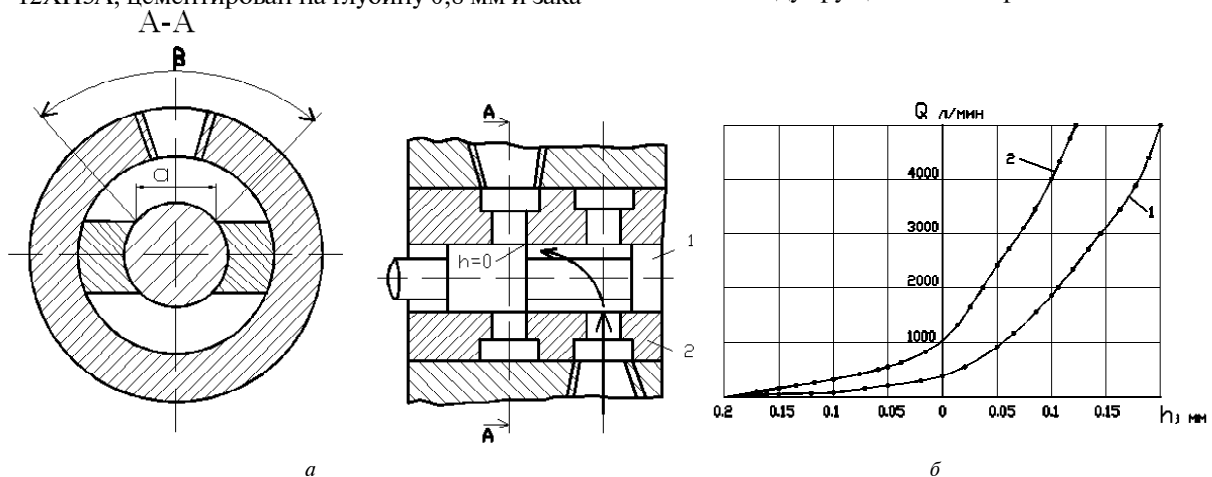


Рис. 3. Конструктивная схема золотника (а); зависимость расхода масла от величины щели (б):

1 – $p = 0,5$ МПа; 2 – $p = 1,3$ МПа

Обсуждение

Определено, что на отдельных участках поверхности по окружности подшипников скольжения ДВС в результате появления большого удельного давления, толщина масляного слоя уменьшается, несущий масляный слой в этих местах практически исчезает и поверхности разделяются лишь тонкой пленкой толщиной h_{\min} . Во время работы подшипника эта пленка быстро перегревается и теряет смазочные свойства, что приводит к непосредственному контакту металлических трущихся поверхностей, вызывая их износ и схватывание. Поэтому проблему предотвращения уменьшения толщины масляного слоя при больших удельных давлениях в подшипнике скольжения является одной из основных задач при конструировании двигателей внутреннего сгорания.

Выводы

1. Разработана новая автоматическая система уменьшения износа коренных шеек коленвала при работе двигателя внутреннего сгорания.

2. Рассмотрены силы, действующие на коренную шейку коленвала и, на основании решения уравнения динамики вращательного движения цапфы в опоре, определено время металлического контакта между сопрягаемыми деталями.

3. Определены конструктивные параметры управляющего золотника гидравлической системы при изменении расхода рабочей жидкости и величины перекрытия рабочих окон золотника.

Перечень ссылок

1. Хоменко І. М. Технологічні критерії граничного зносу машин : Монографія / І. М. Хоменко – Чернігів : ЧДТУ, 2005. – 191 с.
2. Алексеев В. П. Двигатели внутреннего сгорания: устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / [В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, Л. В. Грехов и др.] ; [под общ. ред. А. С. Орлина]. – М. : Машиностроение, 1990. – 288 с.
3. Колчин А. И. Расчет автомобильных и транспортных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М. : Высшая школа, 1971. – 348 с.
4. Сахно Ю. А. Модернізація системи змащування підшипників колінчатого валу / [Ю. А. Сахно, Є. Ю. Сахно, Я. В. Шевченко, С. В. Бойко] // Вісник ЧДТУ, 2008. – № 34. – С. 95–99.
5. ГОСТ 22061 – 76. Система классов точности балансировки. М. : Изд-во стандартов, 1977. – 140 с.
6. Лещенко В. А. Гидравлические следящие приводы для автоматизации станков / В. А. Лещенко – М. : Машиностроение, 1962. – 368 с.

Поступила в редакцию 13.07.2009

Yu. A. Sakhno, Ye. Yu. Sakhno, Ya. V. Shevchenko

AUTOMOBILE INTERNAL COMBUSTION ENGINE'S CRANKSHAFT WEAR RATE REDUCTION

Розглянуто сили, які діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна внутрішнього згорання. Розроблена нова схема автоматичної компенсації величини зношування корінних шийок коленвала. Визначено конструктивні параметри управляючого золотника приводу для компенсації зміщень коленвала під навантаженням.

Колінчастий вал, корінна шийка, кривошипно-шатунний механізм, золотник

There are reviewed forces, which are operating in the crank mechanism of internal combustion engine. There is developed new circuit of the crankshaft necks' automatic wear rate compensation. There are determined design parameters of control sliding valve of the drive for compensation of the loaded crankshaft movement.

Crankshaft, crankshaft neck, crank mechanism, sliding valve