

КИНЕМАТИКА И УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВС С БОЛЬШИМИ ДЕЗАКСИАЛАМИ КРИВОШИПНО-ШАТУННЫХ МЕХАНИЗМОВ

Введение

Ряд недостатков классического ДВС заставляют ученых и инженеров обратиться к нетрадиционным конструкциям. За рубежом широко ведутся научно-исследовательские и конструкторские работы по созданию таких двигателей. Возникает необходимость создания принципиально новых ДВС, позволяющих улучшить их технико-экономические показатели. В настоящее время проводятся исследования машин, в которых предпринимаются попытки снизить потери на трение в паре «цилиндр-поршень». К ним следует отнести двухвальные двигатели (см. рис. 1), в том числе с кривошипно-кулисным механизмом [1, 2].

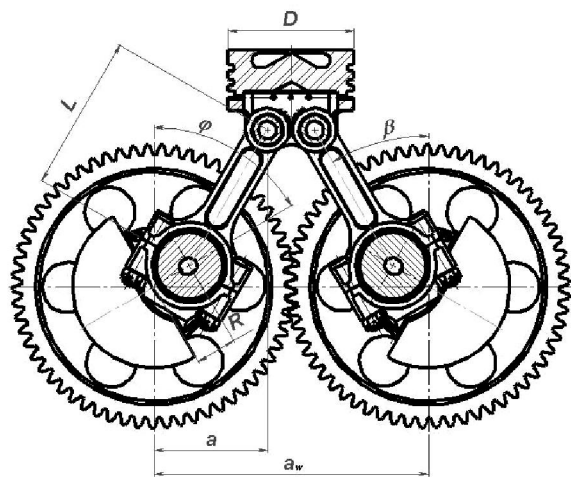


Рис. 1 Схема двухвального ДВС с зубчатыми синхронизирующими секторами на поршневых головках шатунов [3]

1. Формулирование проблемы

Необходимо исследование ДВС с большими дезаксиалами кривошипно-шатунных механизмов (КШМ), для сравнительного анализа с экспериментами ДВС с центральным КШМ. Основываясь на полученных данных, следует определить общие закономерности работы двигателей, которые позволи-

ли бы упростить оптимизацию определения конструктивных параметров и повысить точность расчетов на протяжении всего процесса конструирования двигателей с центральным и дезаксиальным кривошипно-шатунными механизмами.

1.1. Кинематика

ДВС с двухвальной кинематической схемой включает симметричную относительно оси цилиндра систему из двух КШМ, в которой коленчатые валы вращаются в противоположные стороны с совпадающими фазами углов их поворота. Валы связаны двумя синхронизирующими шестернями. Относительное смещение лежит в пределах $0 \leq k < (1/\lambda - 1)$, где $\lambda = R/L$ – относительная длина шатуна.

Из геометрических соотношений (см. рис. 1) можно получить выражение для определения угла отклонения шатуна β

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 (k - \sin \varphi)^2} \quad (1)$$

Выражение (1) раскладываем в ряд по биному Ньютона:

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 (k - \sin \varphi)^2 - \frac{1}{8} \lambda^4 (k - \sin \varphi)^4 - \frac{1}{16} \lambda^6 (k - \sin \varphi)^6 - \frac{5}{128} \lambda^8 (k - \sin \varphi)^8 - \dots \quad (2)$$

Для центрального КШМ (k не превышает 0,15) с достаточной для практики точностью в расчетах обычно ограничиваются двумя первыми членами разложения в ряд. Этого, как правило, достаточно для удовлетворения требованиям уравновешивания двигателя и расчетов его деталей на прочность. В то же время при больших значениях k для повышения точности расчетов и обеспечения более высокой степени

уравновешенности следует использовать выражение (2) с большим числом членов разложения.

Зная уравнение перемещения поршня и последовательно дифференцируя его, получаем выражение для ускорения поршня

$$J = R\omega^2 \left[\cos\varphi + \frac{\lambda k \sin\varphi + \lambda \cos 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \left(k^2 - 2k \sin\varphi + \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} \right)}} + \frac{\lambda^3 \cos^2\varphi (k^2 - 2k \sin\varphi + \sin^2\varphi)}{\sqrt[3]{1 - \lambda^2 \left(k^2 - 2k \sin\varphi + \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} \right)}} \right] \quad (3)$$

Анализ полученного выражения (3) позволяет сделать вывод, что в двухвальном двигателе с двойным дезаксиальным КШМ ($k = 1, 8 \dots 2, 5$) силы инерции поступательно движущихся масс представлены достаточно сложной функцией. Эти силы не представляется возможным уравновесить с помощью установленных традиционных схем (противовесы, расположенные на коленчатом вале, дополнительных валов). Уравновесить такой двигатель представляется возможным с помощью установки противовесов, которые отображают функцию ускорений поступательно движущихся масс двигателя.

2. Уравновешивание

Известные мероприятия для уравновешивания двигателей предполагают уравновешивание сил инерции гармоник 1-го и 2-го порядков, для двигателей с аксиальными КШМ этого, в большинстве случаев, оказывается достаточно. Однако для ДВС с дезаксиальными механизмами, особенно при больших значениях дезаксиалов $k = a/R$, где a – величина смещения оси поршневого пальца относительно оси кривошипа, уравновешивания по первым двум гармоникам недостаточно. Для достижения уравновешенности таких двигателей, помимо обеспечения требуе-

мой точности изготовления деталей и узлов, зачастую требуется установка дополнительных устройств.

Степень возможной уравновешенности двигателя в данной работе оценивалась по отклонениям значений ускорений

$$\delta = \frac{J_n - J}{J}, \quad (4)$$

где J_n – ускорение возвратно-поступательно движущихся масс двигателя, определенное для n членов разложения в гармонический ряд (2);

J – ускорение возвратно-поступательно движущихся масс двигателя, определяемое по формуле (3).

Для двигателей с дезаксиальным КШМ рекомендуется [2] для расчета приближенное выражение ускорения, ограниченное членами 2-го порядка

$$J_2 = R\omega^2 (B \cos\varphi - C \sin\varphi + 4D \cos 2\varphi - 4E \sin 2\varphi) \quad (5)$$

где J_2 – ускорение возвратно-поступательно движущихся масс двигателя, содержащее члены 1-го и 2-го порядка.

В соответствии с полученными результатами [4], выражения для перемещения, скорости и ускорения поршня находим разложением в ряд по биному Ньютона. Зная уравнение, перемещения поршня S_n (в зависимость от n -го порядка, [5]) и последовательно дифференцируя его, получаем уравнение для ускорения поршня J_n , которое примет вид (до 5-го порядка включительно)

$$J_n = R\omega^2 [\cos\varphi + m_2 z_3 + m_3 (z_2^2 + z_1 z_3) + m_4 (2z_1 z_2^2 + z_1^2 z_3) + m_5 (3z_1 z_2^2 + z_1^3 z_3) + \dots], \quad (6)$$

где m_n и z_n – коэффициенты:

$$m_1 = 1/\lambda; m_2 = 0,5\lambda; m_3 = 0,125\lambda^3;$$

$$m_4 = 0,0625\lambda^5; m_5 = 0,0390625\lambda^7;$$

$$z_1 = k_2 - 2k \sin\varphi + \sin 2\varphi; z_2 = \sin 2\varphi - 2k \cos\varphi;$$

$$z_3 = 2 \cos 2\varphi + 2k \sin 2\varphi.$$

В формуле (5) ограничено число членов разложения до 2-го порядка. Поэтому, сравнительный анализ точности вычислений ускорений по выражениям (5) и (6) проведен путем количественной оценки отклонений результатов относительно истинного значения ускорения J (см. выражение (3)). Отклонения в процентах определены в соответствии с формулой (4). Результаты вычислений приведены в таблице, см. [5].

Вычисления проведены для трех КШМ с относительным удлинением шатунов $\lambda = 0.35$, отличающихся значениями эксцентриситетов k , соответствующему аксиальному (центральному) КШМ $k = 0$ и механизмам с величинами смещений $k = 1$ и $k = 2$.

Полученные результаты дают основания утверждать, что для ДВС с аксиальным КШМ уравнивание по силам и моментам инерции 2-го порядка (это обеспечивается во многих современных двигателях) является достаточным. При этом отклонения ускорений от истинных значений не превышают 2%. В то же время для дезаксиальных механизмов эти отклонения достигают 203% и 331% при значениях $k = 1$ и $k = 2$ соответственно.

Увеличение числа компенсирующих звеньев (дополнительных валов с вращающимися грузами по аналогии с механизмом Ланчестера) до трех, как это следует из данных таблицы, снижает указанные отклонения до 8% и 29%, а дальнейшее увеличение числа компенсирующих звеньев до четырех, как и до пяти практически не дает положительных результатов. Поэтому главный вывод - это, с увеличением относительного смещения k с точки зрения целесообразности (усложнение конструкции, повышение затрат на производство, материалы и т. д.) балансировку двигателя следует выполнять с системой дополнительных валов максимум до 3-го порядка, [5].

Общее условие уравнивания двигателя – равенство нулю главного вектора и главного момента

$$\sum \begin{Bmatrix} P_n(F) \\ M_n(F) \end{Bmatrix} = \{0\}. \quad (7)$$

Уравнивание многоцилиндровых двигателей является многофункциональной задачей, поскольку необходимо анализировать большое количество схем двигателей, коленчатых валов и другие параметры ДВС. И уже на стадии проектирования двигателя необходимо решать задачи оптимизации по определению числа, расположения и формы противовесов.

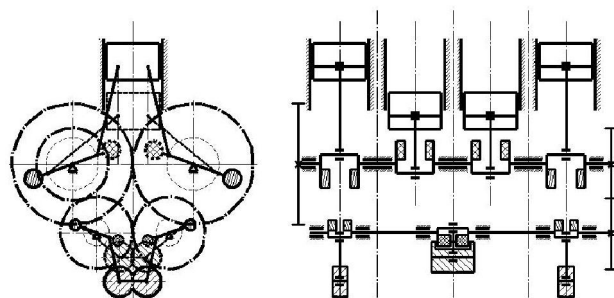


Рис.2 Схема уравнивания четырехцилиндрового рядного дезаксиального двигателя

Представленная схема уравнивания (рис. 2) достаточно сложна и дорога. Однако в двигателях с высокой частотой вращения ($n > 12000$ об/мин), в которых силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс велики и могут превалировать над силами от давления газов в цилиндрах, например, в двигателях гоночных мотоциклов, такую систему можно применять.

Схема (рис. 2), в которой используются возвратно-поступательно движущиеся противовесы - «инверторные» (инверторный механизм – механизм, в котором одно из ведомых звеньев механизма повторяет закон движения ведущего звена, см. б) и, соблюдая те же принципы уравнивания, что и для центрального КШМ, можно значительно повысить уровень уравниваемости двигателя от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс.

Заключение

Представленные аналитические зависимости позволили получить численные значения ускорения поршня при любых дезаксиалах кривошипно-шатунных механизмов ДВС. Это дает возможность в дальнейшем использовать приведенные зависимости для прочностных расчетов коленчатых валов, поршней, шатунов и других ответственных деталей, расчетов динамических нагрузок в двигателях, решению задач их уравнивания и при этом повысить точность расчетов двигателей внутреннего сгорания.

Увеличение дезаксиала ведет к смещению углов, соответствующих верхней (ВМТ) и нижней (НМТ) мёртвым точкам, и как следствие к изменению продолжительности во времени всех тактов цикла двигателя. Это приводит к необходимости исследований термодинамических процессов в дезаксиальных ДВС. В дальнейшем необходимо изучение процессов горения и газообмена при впуске и выпуске, ввиду изменения продолжительности открытия клапанов (окон) и, соответственно, получения аналитических зависимостей, при помощи которых можно было бы проводить оптимизацию параметров этих процессов, как для аксиальных, так и для дезаксиальных ДВС.

Список литературы:

1. Мищенко Н.И. *Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. Т.1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания.* – Донецк: «Лебедь», 1998. – 228 с.
2. Мищенко И.И., Химченко А.В. Расчет кинематики двухвального двигателя с двумя шатунами на один поршень // *Тр. Таврической гос. агротехнической академии.* – Мелитополь: ТГАТА, 1998. – Т. 5, Вып. 2. – С. 26-29.
3. Патент на винахід, України № 7354. Двигун внутрішнього згорання. Опубліковано 29.09.1995 р.,
4. Горожанкин С.А., Мартынюк А.В. Особенности кинематики ДВС с большими дезаксиалами кривошипно-шатунных механизмов // *Тр. Донбасской национальной академии строительства и архитектуры.* – Макеевка: Дон-НАСА, 2006. – Вып. 6(62). – С. 32-35.
5. Горожанкин С.А., Мартынюк А.В. Уравнивание двигателей внутреннего сгорания с дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом // *Сб. научн. тр. Луганского национального аграрного университета. Сер.: Технические науки.* – Луганск: Изд-во ЛНАУ, 2007. – № 70 (93) . – С. 114-124.
6. Артоболевский И.И. *Механизмы в современной технике. Т.2. Рычажные механизмы.* – М. Наука, 1971.