

МЕТОДИКА КИНЕМАТИЧЕСКОГО И ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ДВИГАТЕЛЯ С БЕСКРИВОШИПНО-ШАТУННЫМ МЕХАНИЗМОМ

Иващенко Н.А.

(Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана)

Пахомов Ю.А., Киселев С.А.

(Брянский государственный технический университет).

Перед двигателестроением в настоящее время очень остро поставлена задача по значительному улучшению технико-экономических показателей вновь создаваемых перспективных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), а также совершенствованию существующих за счет различных факторов.

Однако, форсирование ДВС, например, путем увеличения среднего эффективного давления P_e и частоты вращения коленчатого вала n , применение альтернативных видов топлива привели к появлению ряда проблем при проектировании, изготовлении и эксплуатации дизелей. Наиболее важные из них связаны с ростом механических и особенно тепловых нагрузок на детали цилиндропоршневой группы. Их тепловая напряженность стала основным препятствием к дальнейшему форсированию и повышению надежности ДВС.

В связи с этим назрела необходимость поиска иных путей повышения технико-экономических параметров двигателей, которые при неизменных параметрах рабочего процесса позволили бы получить повышение мощности и топливной экономичности.

Одной из возможностей в данном направлении является применение нетрадиционных конструкций двигателей и их узлов.

Двигатель с бескривошипно-шатунным механизмом (БКШМ) (рис. 1) состоит из цилиндра 1 с оппозитно расположенными поршнями 2 и 7, которые жестко соединены между собой двумя зубчатыми рейками 3 и 4. Зубчатые рейки расположены друг против друга в вертикальной плоскости цилиндра и скользят по его образующей. Между рейками на осях цилиндра расположен зубчатый сектор, который одновременно является и приводным валом 5. Зубчатый сектор выполнен радиусом R_3 , а длина полуокружности зубчатого сектора равна ходу поршня.

Зубчатый сектор со стороны схода зубьев из зацепления срезан на высоту зуба перпендикулярно линии, соединяющей концы сектора. На противоположных сторонах зубчатых реек выполнены две проточки радиусом полуокружности зубчатого сектора R_3 , которые смещены одна относительно другой на величину хода поршня, а центры проточек находятся на вертикальной оси цилиндра.

В двигателе может быть необходимое количество цилиндров, установленных в ряд или с поворотом цилиндров относительно друг друга на заданный угол. В рядном двигателе заковка зубчатого сектора осуществляется аналогично заковке кривошипов двигателя с КШМ, в двигателях других типов заковка сектора смещается на угол разворота цилиндров относительно друг друга или выбирается исходя из конкретных условий и технических требований.

Приводной БКШМ ДВС данного типа может быть использован в двигателях или других поршневых машинах с длиной хода поршня, ограниченной длиной полу-

окружности зубчатого сектора, которая в свою очередь ограничена возможностью ее размещения внутри цилиндра диаметром D .

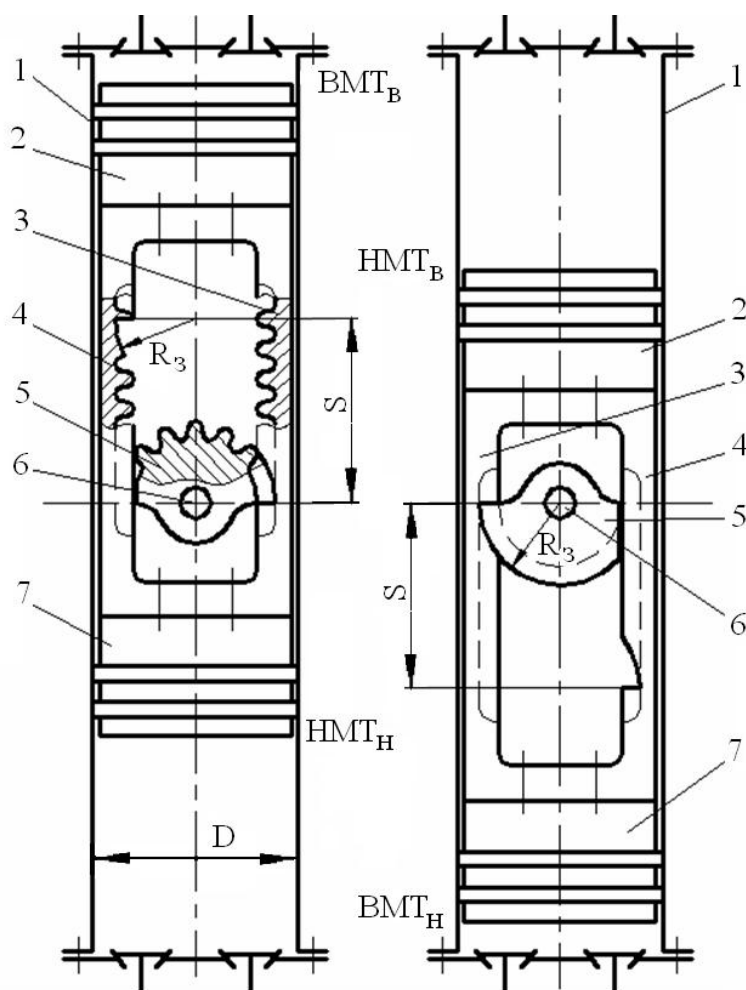


Рис.1. Двигатель с бескривошипно-шатунным механизмом в двух крайних положениях:

- 1 – цилиндр; 2 – верхний поршень; 3,4 – зубчатые рейки; 5 – зубчатый сектор;
- 6 – ведущий вал; 7 – нижний поршень

Для использования этого механизма в поршневых машинах с увеличенным ходом поршня зубчатые рейки разворачиваются зубцами наружу и вне цилиндра с обеих сторон размещаются два зубчатых сектора.

При осуществлении кинематического расчета бескривошипно-шатунного механизма допускаем, что вращение зубчатого сектора происходит с постоянной угловой скоростью ω . Это допущение позволяет рассматривать все кинематические величины в виде функциональной зависимости от угла поворота приводного вала φ , который при $\omega = \text{const}$ пропорционален времени.

Все параметры и переменные бескривошипно-шатунного преобразующего механизма (ПМ) обозначим буквами латинского и греческого алфавита, соответствующими обозначениям параметров и переменных КШМ с добавлением индекса «б». Принимая, что зубчатый сектор вращается равномерно, и, учитывая, что за каждый угол поворота зубчатого сектора, поршень проходит $\frac{1}{180}$ часть хода поршня S_6 , перемещение поршня при его движении от ВМТ до НМТ можно рас-

Обязательным условием применения БКШМ является равенство хода поршня S длине полуокружности зубчатого сектора $S = \pi R_3$, но увеличивать R_3 теоретически можно только до $R_3 = R = D/2$. Из условия возможного размещения зубчатого сектора и реек внутри цилиндра и обеспечением их прочности, необходимо, чтобы отношение S/D было меньше величины $(\pi R_3)/(2R)$.

При максимальном размере $R_3 = R$ это отношение равняется 1,57. Таким образом, приводной механизм может быть использован в двигателях с отношением $S/D < 1,57$. Это условие выполняется для большинства автотракторных, тепловозных и некоторых судовых двигателей, у которых отношение $S/D \approx (0,9 \dots 1,3)$.

считать по зависимости

$$s_{x6} = \frac{\varphi_6}{180} \cdot S_6,$$

где s_{x6} – текущее перемещение поршня БКШМ; φ_6 – угол поворота приводного вала БКШМ; S_6 – ход поршня БКШМ.

При обратном движении поршня от НМТ до ВМТ график перемещения симметричен относительно перпендикуляра восстановленного к оси φ_6 в точке 180° и, следовательно

$$s_{x6} = \left(1 - \frac{\varphi_6}{180}\right) \cdot S_6.$$

При этом, поскольку ход поршня S_6 обеспечивается полуокружностью сектора, угол поворота φ_6 необходимо задавать от 0° до 180° .

Таким образом, поршень перемещается пропорционально углу поворота зубчатого сектора. При $\varphi_6 = 0^\circ$ $s_{x6} = 0$, а при $\varphi_6 = 180^\circ$ $s_{x6} = S_6$.

При перемещении поршня двигателя с БКШМ скорость его движения от ВМТ до НМТ и от НМТ до ВМТ является постоянной при постоянной частоте вращения. В ВМТ и НМТ изменяется направление движения поршня, поэтому в этих точках скорость изменяет направление при неизменной ее величине. Средняя скорость поршня c_{m6} , в этом случае совпадает со скоростью движения поршня v_{x6} и со средней скоростью движения поршня c_m в двигателе с КШМ, имеющем такую же размерность и частоту вращения коленчатого вала.

Поскольку перемещение поршней БКШМ пропорционально углу поворота зубчатого сектора, то скорость поршней определяется окружной скоростью точки контакта зубчатого сектора с зубчатой рейкой. Тогда постоянная скорость поршня БКШМ выраженная через угловую скорость

$$c_{m6} = v_{max6} = \omega \cdot R_3,$$

где c_{m6} и v_{max6} – соответственно средняя и максимальная скорость движения поршня БКШМ; ω – угловая скорость вращения приводного вала БКШМ; R_3 – радиус зацепления зубчатого сектора.

Необходимым условием работоспособности является то, что полному ходу поршня равна длина полуокружности зубчатого сектора двигателя с БКШМ. Следовательно

$$\pi \cdot R_3 = S_6 = S.$$

Тогда

$$c_{m6} = v_{max6} = \frac{\pi \cdot n}{30} 0,637R = 0,0667Rn$$

Таким образом, максимальная скорость движения поршня в КШМ больше постоянной скорости поршня в БКШМ в $\sim 1,6$ раза при одинаковом их ходе, а средняя скорость поршня КШМ совпадает со скоростью БКШМ.

Для обеспечения работоспособности двигателя с БКШМ без заклинивания при изменении направления движения поршня в конструкции речно-зубчатого зацепления предусмотрены следующие мероприятия:

- зубчатый сектор со стороны схода зубьев из зацепления срезан на высоту зуба перпендикулярно диаметру полуокружности;
- на зубчатых рейках выполнены две проточки радиусом полуокружности зубчатого сектора, которые смещены одна относительно другой на величину хода поршня.

Таким образом, между выходом зубчатого сектора из зацепления с одной рейкой и входом в зацепление с другой проходит некоторое время. Принимаем, что это время соответствует углу поворота зубчатого сектора примерно на 10° .

Следовательно, изменения скорости поршня двигателя с БКШМ от максимума до нуля происходит за время, соответствующее 10° поворота сектора.

Поскольку скорость движения поршня БКШМ постоянна, за исключением моментов изменения ее направления вблизи верхней и нижней мертвых точек, то ускорение поршня равняется нулю. Вблизи ВМТ и НМТ отмечаются скачкообразное изменения ускорения поршня за счет изменения направления его движения.

Ускорение при изменении скорости от максимальной до нуля за 10° поворота сектора

$$j_{\max\delta} = \frac{dv}{dt} = \frac{v_{\max\delta}}{t_{10^\circ}} = 0,6 \cdot n \cdot v_{\max\delta} = 0,04 \cdot n^2 \cdot R,$$

где $j_{\max\delta}$ – максимальное ускорение поршня двигателя с БКШМ; t_{10° - время поворота приводного вала на 10° .

Сравнение максимальных ускорений двигателей с КШМ и с БКШМ одинаковой размерности и частоты вращения приводного вала показывает, что ускорение поршней БКШМ вблизи мертвых точек будет больше максимального ускорения

двигателей с КШМ в $\left(\frac{1}{0,275 \cdot (1 + \lambda)} \right)$ раз. Учитывая, что для высоко- и среднеобо-

ротных двигателей величина λ изменяется в пределах $(0,2 \dots 0,3)$, а для судовых малооборотных двигателей достигает $0,5$, можно сказать, что ускорение поршней БКШМ будет превышать ускорение поршня КШМ в $(3,03 \dots 2,80)$ и $2,42$ раза соответственно.

Бескривошипно-шатунный преобразующий механизм может применяться с одним или с двумя поршнями. Поэтому динамический расчет будем рассматривать для этих двух вариантов.

Сила давления газов. Построение диаграммы сил давления газов будет осуществляться одинаково для обоих вариантов и возможно графоаналитическим и аналитическим методами.

Графоаналитический основан на том, что конструкция преобразующего механизма оказывает значительное влияние на его динамические характеристики и не влияет на форму действительной индикаторной диаграммы, при учете, что рабочий процесс двигателя с БКШМ соответствует рабочему процессу двигателя с традиционным КШМ такой же размерности и частоты вращения. Тогда построение диаграммы силы давления газов для ПМ можно осуществлять путем перестроения действительной индикаторной диаграммы, снятой с двигателя или построенной по результатам теплового расчета по известным методикам. Перестроение осуществляется аналогично традиционной методике проф. Брикса, только не по полуокружности, а по прямой линии [1].

Аналитический метод основан на представлении процессов сжатия и расширения рабочего тела политропами. В этом случае рабочий цикл 4-тактного двигателя рассматривается как совокупность четырех процессов, в течение которых давление газов в цилиндре изменяется по известным зависимостям [2]. Отличие заключается в том, что текущие значение объема в зависимости от угла поворота приводного вала рассчитываются по формулам:

$$V = V_{сб} + \frac{\pi D^2}{4} S \left(1 - \frac{\varphi_6}{180} \right) - \text{для линии сжатия};$$

$$V = V_{сб} + \frac{\pi D^2}{4} S \frac{\varphi_6}{180}, \quad V_{z6} = \rho V_{сб}, \text{ - для линии расширения,}$$

где $V_{сб}$, V_{z6} - объем камеры сгорания и объем цилиндра при максимальном давлении сгорания соответственно; D , S - соответственно диаметр цилиндра и ход поршня; φ_6 - угол поворота приводного вала (задается интервалом $0 \dots 180^\circ$).

После расчета ординат сжатия, расширения и насосных ходов, осуществляется корректировка диаграммы по методике [1].

Силы инерции поступательно движущихся масс. Поскольку ускорение поршня в течение цикла равно нулю, за исключением периодов перекаладки, силы инерции также будут равны нулю в течение всего цикла, за исключением периодов остановки и разгона поршня. Максимальная сила инерции рассчитывается по формуле

$$P_{j_{\max}} = \frac{m_{п.д.} \cdot j_{\max} \cdot 10^{-6}}{F_{п}},$$

где j_{\max} - максимальное ускорение цикла; $F_{п}$ - площадь поршня; $m_{п.д.}$ - масса поступательно-движущихся частей. Наличие двух поршней учитывается соответствующим увеличением массы $m_{п.д.}$.

Суммарная сила. Суммарную силу, действующую в преобразующем механизме в течение рабочего цикла определим алгебраическим сложением сил давления газов и сил возвратно - поступательно движущихся масс. При наличии двух поршней необходимо сначала определить суммарную силу давления газов суммированием ординат сил давления газов нижнего и верхнего цилиндров, смещенных на соответствующий угол.

При суммировании необходимо учесть, что, исходя из особенностей конструкции БКШМ суммарная сила, будет действовать также в месте контакта зубчатого зацепления и создавать крутящий момент. Крутящие моменты. Крутящий момент цилиндра и суммарный крутящий момент многоцилиндрового двигателя с БКШМ определяются аналогично двигателю с КШМ, с учетом того, что крутящий момент создает суммарная сила на радиусе $R_з$.

Приведенная методика может применяться для исследования для двухтактных и четырехтактных дизельных двигателей.

Расчеты показывают, что за счет более эффективного преобразования работы, совершаемой расширяющимися газами, крутящий момент двигателя может увеличиться на $15 \dots 25\%$.

Литература:

1. Пахомов, Ю.А. Построение развернутой индикаторной диаграммы двигателей с бескривошипно-шатунным механизмом/Ю.А.Пахомов, С.А.Киселев// Вестник БГТУ. - 2006. - №3. - С. 49-61.
2. Яманин, А.И. Динамика поршневых двигателей: учеб. пособие/А.И. Яманин [и др.]. - М: Машиностроение, 2003. - 464 с.

РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА ВЫНОСЛИВОСТЬ С УЧЕТОМ РЕЗОНАНСНЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Краснокутский А.Н., Трифонов Ю.Ю. (МГТУ им.Н.Э.Баумана)

Задача разработки и оптимизации деталей двигателя, в частности коленчатого вала как одной из самых нагруженных и ответственных деталей, сложна и требует