

Ю. А. Пахомов, С. А. Киселев –
Брянский государственный технический университет

Для повышения технико-экономических показателей двигателей необходимы нетрадиционные способы, которые позволили бы без форсирования параметров рабочего процесса увеличить мощность, снимаемую с фланца коленчатого вала, снизить удельный эффективный расход топлива и повысить надежность двигателя.

Эффективность преобразования энергии приводными механизмами

IN BRIEF

The effectiveness of engine energy conversion

To improve technical and economic engine characteristics it is important to work out alternative ways, allowing to increase the output at crankshaft flange, to decrease specific fuel consumption and improve engine performance without change of the working parameters.

Основные направления совершенствования двигателей внутреннего сгорания – это снижение удельного расхода топлива, массогабаритных показателей, токсичности, повышение удельной поршневой мощности, надежности и ресурса. Совершенствование ДВС, связанное с увеличением среднего эффективного давления, сдерживается предельными значениями тепловой и механической напряженности деталей цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма.

Другим направлением форсирования двигателей является повышение частоты вращения коленчатого вала. Для автотракторных двигателей она достигла предельных значений – 6000...8000 мин⁻¹. Дальнейшее ее повышение при использовании традиционных видов топлива невозможно в связи с тем, что отведенное для сгорания время становится меньше того, которое необходимо для распространения пламени. Для мощных судовых мало- и среднеоборотных дизелей повышение частоты вращения связано со снижением пропульсив-

ного КПД и недопустимым повышением сил инерции.

Таким образом, для улучшения технико-экономических показателей двигателей необходимы другие, нетрадиционные способы, которые позволили бы без форсирования параметров рабочего процесса увеличить мощность, снимаемую с фланца коленчатого вала, снизить удельный эффективный расход топлива и повысить надежность двигателя.

Традиционным механизмом, преобразующим в ДВС возвратно-поступательное движение поршня коленчатого вала во вращательное являются различные схемы кривошипно-шатунных механизмов (КШМ). Причем наиболее распространен центральный КШМ, в котором крутящий момент на валу двигателя создается тангенциальной силой [1]

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

где P – суммарная сила, действующая в КШМ; φ и β – углы поворота кривошипа и отклонения оси шатуна от оси цилиндра соответственно.

По величине T определяется крутящий момент одного цилиндра:

$$M_{кр.ц.к} = T \cdot R = P \cdot R \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \quad (1)$$

где R – радиус кривошипа (для каждого конкретного двигателя величина постоянная).

Таким образом, крутящий момент на валу двигателя есть функция произведения суммар-

ной силы P на $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$. Обозначим этот множитель η_F .

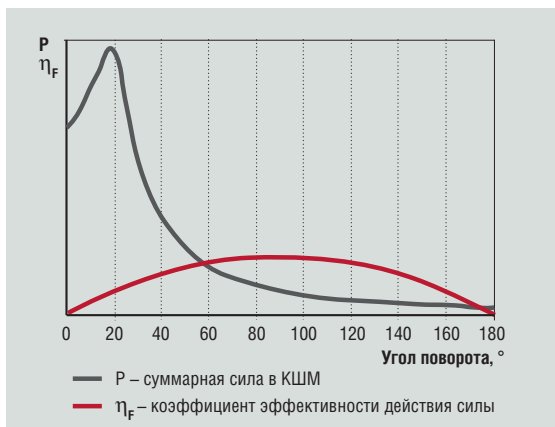


Рис. 1. Зависимость изменения силы P и функции η_F от угла поворота коленчатого вала для рабочего хода

Величина $\eta_F = \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ для КШМ явля-

ется переменной по углу поворота коленчатого вала, а ее среднее значение для рабочего хода, согласно приведенным в технической литера-

туре данным [1], при различных $\lambda = \frac{R}{L}$ (L –

длина шатуна) составляет примерно 0,602 не-
зависимо от величины постоянной механизма.

На рис. 1 приведены графики изменения
силы P и функции $\eta_F = \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ для рабочего

хода. Вблизи верхней мертвой точки (ВМТ) суммарная сила максимальна, а функция η_F близка к нулю. Наоборот, в момент максимального значения функции η_F сила P значительно снижена, поэтому только около 60 % суммарной силы преобразуется КШМ в крутящий момент.

Таким образом, эффективность преобразования давления газов в индикаторный крутящий момент в КШМ характеризуется вели-

чиной $\eta_F = \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$, которую назовем коэф-

фициентом эффективности действия силы. Тогда

$$M_{кр.ц.к} = \eta_F \cdot T \cdot R \approx 0,6 \cdot P \cdot R. \quad (2)$$

Понятие коэффициента эффективности действия силы можно пояснить на примере перемещения груза по горизонтальной плоскости под действием силы P (рис. 2).

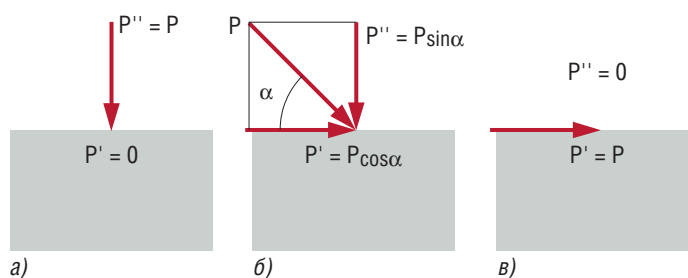


Рис. 2.
Коэффициент
эффективности
действия силы

Если сила P действует перпендикулярно поверхности, по которой перемещается груз (рис. 2а), то он неподвижен. При изменении направления действия силы (рис. 2б) появляется движущая сила $P' = P \cos \alpha$, которая при $\alpha = 0^\circ$ (рис. 2в) становится равной P. В данном примере коэффициентом эффективности действия силы является функция $\eta_F = \cos \alpha$, изменяющаяся от 0 до 1.

Следовательно, в КШМ теоретически теряется примерно 40% крутящего момента, а значит, и мощности, которую можно реализовать путем применения более эффективного приводного механизма. Таким механизмом может служить бескрейшопно-шатунный механизм (БКШМ) [2].

Двигатель с БКШМ (рис. 3, 4) состоит из цилиндра с оппозитно расположенными поршнями, жестко соединенными между собой двумя зубчатыми рейками, которые расположены напротив друг друга в вертикальной плоскости цилиндра и скользят по его образующей. Между рейками на осях цилиндра находится зубчатый сектор, являющийся одновременно и при-

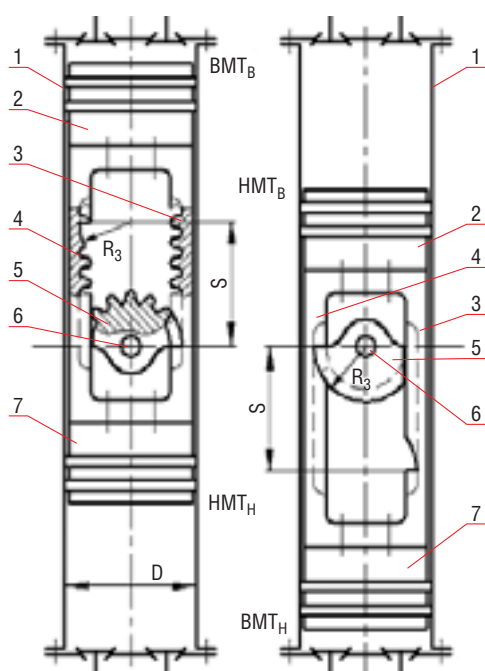


Рис. 3. Короткоходный двигатель с бескрейшопно-шатунным механизмом в двух крайних положениях:
1 – цилиндр; 2 – верхний поршень; 3,4 – зубчатые рейки;
5 – зубчатый сектор; 6 – ведущий вал; 7 – нижний поршень

Рис. 4. Двигатель с бескрейшопно-шатунным механизмом



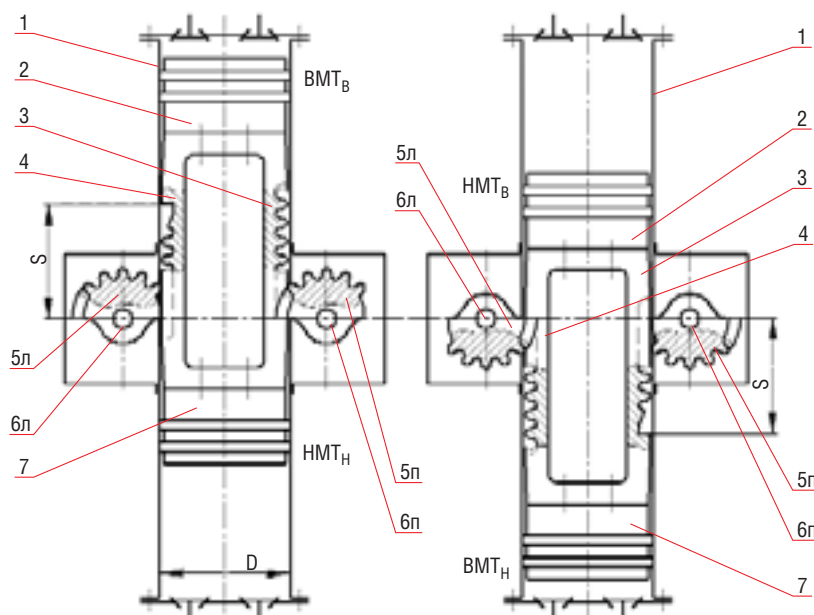


Рис. 5 Длинноходный двигатель с БКШМ в двух крайних положениях:
1 – цилиндр; 2 – верхний поршень; 3, 4 – зубчатые рейки; 5л, 5п – зубчатые секторы;
6л, 6п – ведущие валы; 7 – нижний поршень

водным валом. Он выполнен радиусом R_3 , а длина его полуокружности равна ходу поршня. Со стороны схода зубьев из зацепления сектор срезан на высоту зуба перпендикулярно линии, соединяющей концы сектора. На противоположных сторонах зубчатых реек выполнены две проточки радиусом полуокружности зубчатого сектора R_3 , смещенные относительно друг друга на величину хода поршня, а центры проточек находятся на вертикальной оси цилиндра.

В таком механизме отсутствует шатун, а роль кривошипа выполняет зубчатый сектор, угол поворота которого не влияет на величину крутящего момента. Она зависит только от суммарной силы P , действующей на зубчатый сектор, которая (в отличие от КШМ) не разлагается на составляющие:

$$M_{кр.ц.к} = P \cdot R_3. \quad (3)$$

Из сравнения формул (2) и (3) видно, что в (2) отсутствует величина, обозначенная через η_F . В связи с тем что в этом механизме отсутствует шатун, угол его отклонения $\varphi = 0$, а поскольку сила P всегда действует перпендикулярно поперечной оси цилиндра независимо от угла поворота зубчатого сектора, то угол $\varphi = 90^\circ$. Следовательно, величину η_F для БКШМ можно принять постоянной и равной единице:

$$\eta_{Fa} = \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = \frac{\sin(90 + 0)}{\cos 0} = 1.$$

Приводной БКШМ ДВС данного типа может быть использован в двигателях с ходом поршня, ограниченным длиной полуокружности зубчатого сектора, которая в свою очередь

ограничена возможностью его размещения внутри цилиндра диаметром D . При максимальном размере $R_3 = R$ это отношение равно 1,57. Таким образом, приводной механизм может применяться в двигателях с отношением $S/D < 1,57$ с целью размещения зубчатой рейки определенной толщины. Это условие выполняется для большинства автотракторных, тепловозных и некоторых судовых двигателей, у которых отношение $S/D \approx 0,9...1,3$.

Для использования данного механизма в поршневых машинах с увеличенным ходом поршня зубчатые рейки разворачиваются зубцами наружу, и вне цилиндра с обеих сторон размещаются два зубчатых сектора (рис. 5). В таких механизмах (рис. 3 и 4) $\eta_p = 1$, так как индикаторный крутящий момент создает суммарная сила P без разложения на составляющие. Таким образом, теоретически появляется возможность без форсирования рабочего процесса повысить крутящий момент, а следовательно, и мощность на 40%. Однако этот крутящий момент следует считать не на фланце коленчатого вала, а условно, индикаторным (внутренним), так как он не учитывает механические потери.

Конструкция БКШМ обуславливает следующие особенности кинематики поршня [3]:

1. При равномерном вращении зубчатого сектора поршень перемещается пропорционально углу его поворота в течение всего рабочего цикла, за исключением некоторого периода вблизи мертвых точек. Этот период определяется конструктивным исполнением БКШМ, зависящим от величины проточки и среза зубьев со стороны выхода из зацепления.

Зависимость перемещения поршня s_x от угла поворота зубчатого сектора φ двигателя с БКШМ и КШМ показана на рис. 6а. Из графика следует, что в начале движения поршня от ВМТ к НМТ величина его перемещения больше в двигателе с БКШМ, затем при значении угла примерно 60° эти величины совпадают. При дальнейшем движении перемещение становится меньше, чем в двигателе с КШМ.

2. Скорость движения поршня от ВМТ до НМТ и обратно является постоянной при постоянной частоте вращения. В мертвых точках изменяется направление движения поршня, поэтому скорость в этих точках изменяет направление (рис. 6б). Средняя скорость поршня БКШМ $s_{мб}$ в этом случае совпадает со скоростью движения поршня v_x и со средней скоростью s_m в двигателе с КШМ такой же размерности и частоты вращения. Для предварительных расчетов принимаем, что снижение скорости поршня (выход зубчатого сектора из зацепления) начинается за 10° до мертвой

точки, затем скорость становится равной нулю, и начинается ее увеличение до первоначального значения, которое заканчивается через 10° угла поворота приводного вала после ВМТ.

3. Поскольку скорость движения поршня БКШМ постоянная, за исключением изменения ее направления вблизи мертвых точек, то ускорение поршня равно нулю. В ВМТ и НМТ отмечается скачкообразное увеличение ускорения поршня за счет изменения направления его движения (рис. 6в). Максимальное ускорение будет зависеть от частоты вращения приводного вала двигателя, а также от периода, в течение которого происходит изменение направления движения поршня. Чем больше времени отводится на перекачку поршня, тем меньше будут максимальные ускорения. Однако для обеспечения заданного хода поршня необходимо, чтобы на период перекачки затрачивалось минимальное время. Следовательно, нужно найти оптимальное соотношение геометрических размеров конструкции приводного механизма, чтобы обеспечить прочность деталей, воспринимающих инерционные нагрузки, и угла поворота приводного вала, при котором осуществляется перекачка поршня, то есть найти приемлемую величину ускорений.

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

- при применении бескривошипного механизма появляется возможность частично устранить недостатки, присущие традиционному кривошипному, например потеря части энергии расширяющихся газов при разложении сил на составляющие, т. е. он является более эффективным преобразующим механизмом. В результате применения БКШМ можно увеличить крутящий момент на приводном валу на 40 %, а следовательно, и снизить расход топлива;
- коэффициент эффективности действия силы в БКШМ равен единице и является постоянной величиной на протяжении всего рабочего хода поршня;
- в связи с отсутствием в БКШМ поршневого пальца, шатуна и соответствующих подшипников возможно повышение надежности двигателя, а также снижение массогабаритных показателей;
- конструкция БКШМ обуславливает ряд особенностей кинематики поршня: пропорциональное углу поворота приводного вала перемещение поршня при его равномерном вращении, постоянная скорость движения поршня и отсутствие его ускорения на протяжении всего рабочего цикла (кроме моментов перекачки), значительные

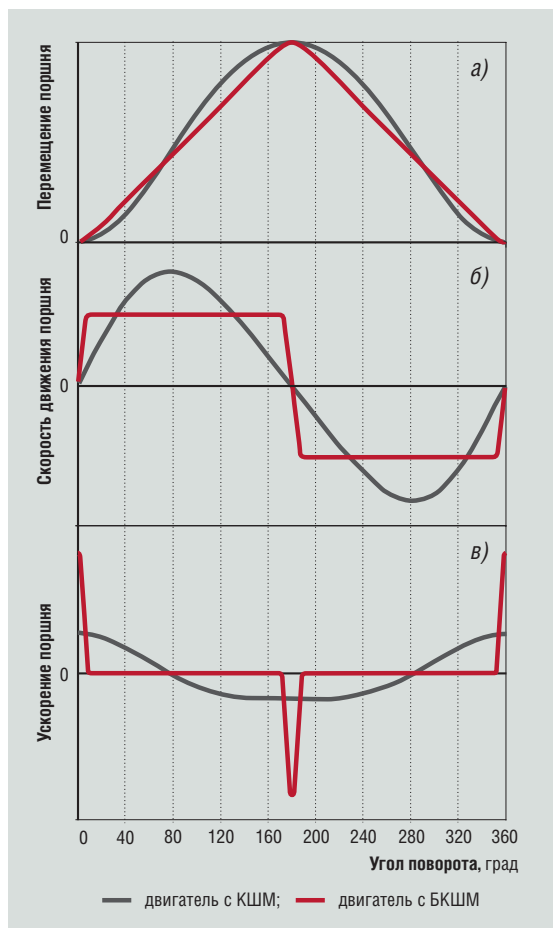


Рис. 6. Зависимость перемещения, скорости и ускорения поршня от угла поворота приводного вала

скачкообразные ускорения поршня в районе мертвых точек;

- в связи с линейным перемещением поршня развернутая индикаторная диаграмма рабочего процесса в БКШМ несколько отличается от КШМ по углу поворота и не изменится по объему при идентичных основных параметрах рабочего процесса. ■

Использованная литература

1. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов - 3-е изд. перераб. и доп. М.: Высшая школа, 2002. 496 с.
2. Патент РФ. №2151894.
3. Иващенко Н.А., Пахомов Ю.А., Киселев С.А. Сравнительная оценка кинематики кривошипно-шатунного и бескривошипно-шатунного механизмов. Вестник БГТУ (сборник научных трудов). Брянск: БГТУ. 2005, №3. С.30-38.
4. Иващенко Н.А., Пахомов Ю.А., Киселев С.А. Методика кинематического и динамического расчета двигателя с бескривошипно-шатунным механизмом. Сборник научных трудов по материалам международной конференции «Двигатель-2007». Москва: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. С.186-190.