

УДК 621.43

АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ANALYSIS OF KINEMATIC SCHEMES OF THE CARS AND TRACTORS ENGINES

Бойков В. П.¹ д-р техн. наук, проф., **Поздняков Н. А.**¹, ст. преп.,
Шаплыко П. В.², инж.,

¹Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Республика Беларусь

²НИО ГП «ОПТРОН» НАН Беларуси, Минск, Республика Беларусь

V. Boykov¹, Doctor of technical Sciences, Professor,

N. Pozdnyakov¹, Senior Lecturer, P. Shaplyko², Engineer,

¹Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

²НИО "OPTRON" of the National Academy of Sciences of the Republic
of Belarus, Minsk, Belarus

Проведены исследования и получены результаты анализа влияния кинематической схемы привода автотракторных двигателей внутреннего сгорания на технико-экономические показатели работы двигателя.

Studies have been carried out and results of analysis of the influence of the kinematic scheme of the drive of the cars and tractors engines internal combustion engines on the technical and economic performance of the engine have been obtained.

Ключевые слова: кинематическая схема привода, двигатель внутреннего сгорания, кривошипно-шатунный механизм, эффективность использования энергии, термодинамический процесс, схема сил, мощностные и экономические показатели двигателей.

Keywords: drive kinematic diagram, internal combustion engine, crank mechanism, energy efficiency, thermodynamic process, force diagram, power and economic indicators of engines.

ВВЕДЕНИЕ

Преобразование энергии термодинамического цикла в механическую энергию на выходном валу в современных двигателях внутреннего сгорания (ДВС) традиционно происходит с помощью клас-

сического кривошипно-шатунного механизма (КШМ). Его конструктивные особенности, влияющие на КПД двигателя, свойства и технология изготовления отработаны достаточно глубоко. Это позволяет получать значения удельной мощности, характерные и приемлемые для современных поршневых ДВС, используемых преимущественно в качестве энергетических установок тягово-транспортных средств.

Достиженные на современных двигателях автотракторного типа значения эффективного КПД – 0,35...0,45 показывают низкую степень использования теплоты, полученной при сгорании топлива, что в конечном итоге определяет низкую экономичность и экологичность ДВС. Оставшаяся часть теплоты уходит в систему охлаждения, с отработавшими газами и на преодоление трения в механизмах двигателя. Во многом такому распределению теплоты способствует принципиальная кинематическая схема традиционного КШМ. Поэтому со времен создания и широкого развития ДВС и до настоящего времени появлялись предложения альтернативных кинематических схем, позволяющих преобразовать поступательное движение поршня во вращательное движение выходного вала.

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Наиболее известным является т.н. бесшатунный ДВС С. Баландина. Преобразование возвратно-поступательного движения поршня во вращательное осуществляет механизм, основанный на кинематике «точного прямыла». Коленчатый вал 2 (рисунок 1) бесшатунного двигателя вращается на подшипниках 3, смонтированных в кривошипах 4. Они через зубчатые венцы на их щеках передают крутящий момент на шестерни так называемого синхронизирующего вала 5, который может служить и для съема мощности.

Преимуществом такой кинематической схемы является отсутствие качающего движения шатуна, что определяет отсутствие боковой силы, прижимающей поршень к стенке цилиндра, вызывающей возникновение сравнительно больших сил трения в двигателе с традиционным КШМ. Таким образом бензиновый двигатель С. Баландина обладает повышенным механическим КПД и по данным [1] имеет эффективный КПД 35 %, что для уровня двигателестроения, достигнутого к 40–50 годам прошлого века, составляло

улучшение по экономичности на 20 % по сравнению с традиционными автотракторными ДВС.

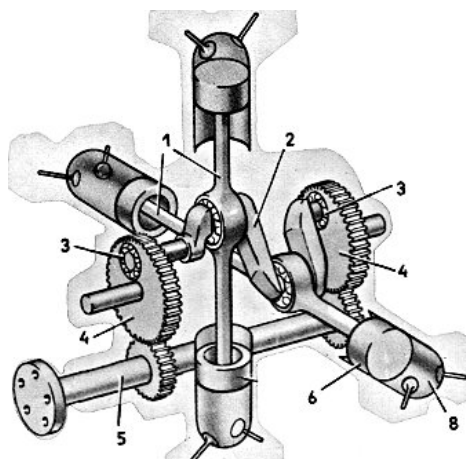


Рисунок 1 – Принципиальное устройство бесшатунного двигателя:
1 – поршневой шток; 2 – коленчатый вал; 3 – подшипник кривошипа; 4 – кривошип; 5 – вал отбора мощности; 6 – поршень; 7 – ползун штока; 8 – цилиндр

К недостаткам такой кинематической схемы относят повышенную сложность самого механизма преобразования, а также конструктивную сложность применения четырехтактного механизма газораспределения. Кроме того, наличие коленчатого вала не лишает двигатель С. Баландина главного его недостатка – нерационального использования энергии расширения газов в начале рабочего хода поршня, когда давление в цилиндре имеет максимальное и близкие к нему значения. Следовательно, резерв существенного улучшения экономичности и удельной мощности сильно ограничен.

Другая принципиальная кинематическая схема реализована в аксиально-поршневых ДВС (рисунок 2), в котором вместо обычного коленчатого вала используется шайбовый механизм.

Поршни поочередно передают движение на наклонную шайбу, принуждая ее вращаться вокруг своего центра. Шайба сцеплена с выходным валом, передает ему вращательный момент. Предложенный У. Макомбером аксиально-поршневой двигатель был интересен в первую очередь именно как силовая установка для лета-

тельных аппаратов. Он имел сравнительно малый вес и небольшие габариты при достаточно высокой мощности.

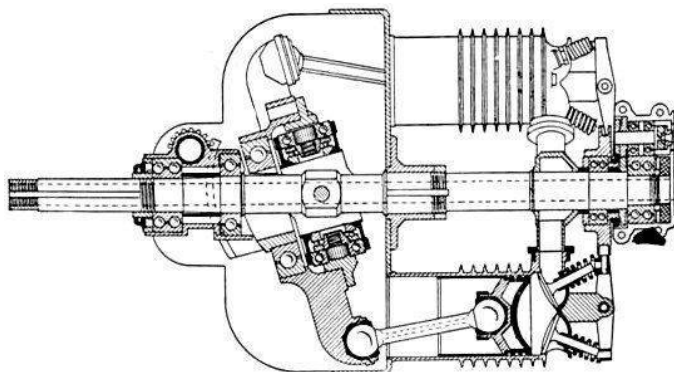


Рисунок 2 – Принципиальная схема аксиально-поршневого ДВС

К преимуществам такой схемы следует отнести отсутствие качающего движения шатуна, что обеспечивает повышенный механический КПД. Однако широкого развития двигатель не получил по причинам различного характера. Сейчас такие двигатели существуют, но устанавливаются в основном в торпедах, благодаря тому, как хорошо они вписываются в цилиндр.

Для повышения эффективности использования энергии термодинамического процесса нами предложена конструкция альтернативного механизма преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение выходного вала двигателя. Такая конструкция представлена на рисунке 3.

В предлагаемой конструкции поршень 1 каждого из цилиндров связан с соответствующим передаточным механизмом 2, причем смежные передаточные механизмы попарно связаны между собой таким образом, что поршни перемещаются в противофазе. Для каждого цилиндра (поршня 1) посредством передаточного механизма 2 осуществляется следующая последовательность движений (аналогичные процессы происходят параллельно в третьем из четырех цилиндров): поршень 1 под действие расширяющейся топливной смеси толкает вертикально вниз связанную с ним ось 4, на конце которой расположен передаточный элемент 5 (направляющая).

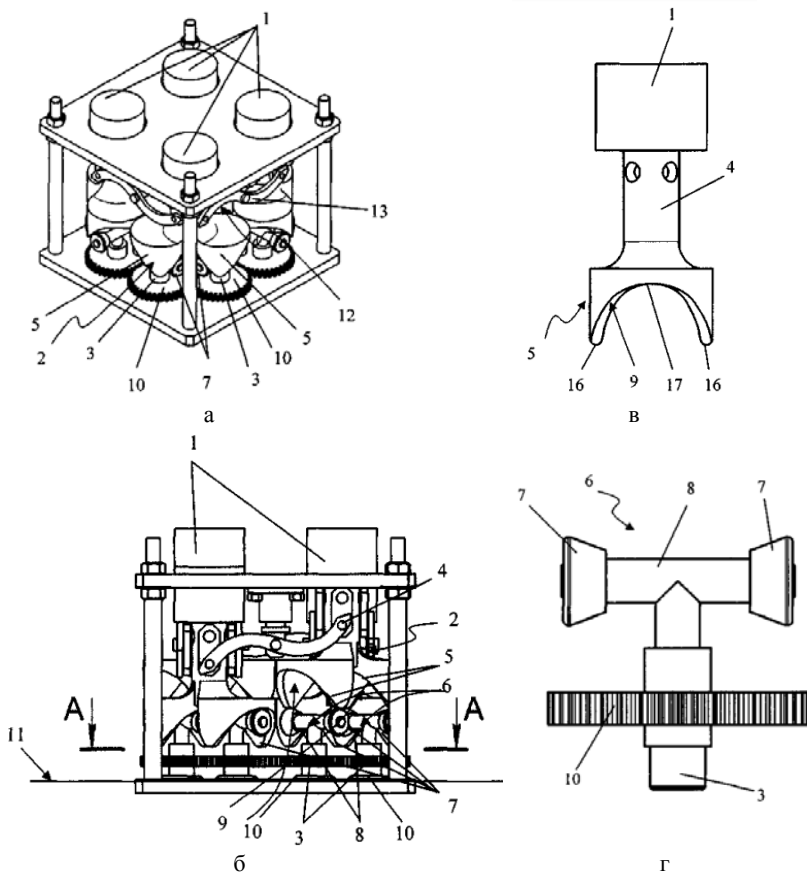


Рисунок 3 – Схема конструкции двигателя с тангенциальным механизмом:
 а – общий вид двигателя; б – общий вид тангенциального механизма; в – переда-
 точный элемент; г – ролик

Со стороны нижней торцевой поверхности передаточного эле-
 мента 5 сформировано, для рассматриваемой формы реализации,
 два непрерывных, волнообразных в вертикальном направлении
 направляющих пути в виде направляющей контактной полосы 9
 с симметрично расположенными двумя вершинами 16 и двумя впа-
 динами 17, в плане имеющей форму кольца; передаточный меха-
 низм 2, перемещаясь вертикально вниз, при контакте каждой из
 двух направляющих контактных полос 9 с соответствующим бегун-

ком 6 обеспечивает его перемещение по непрерывному, волнообразному в вертикальном направлении направляющему пути из положения ВМТ через центральное положение в положение НМТ, но так как бегунок 6 имеет неизменное вертикальное положение, его подшипники 7, установленные на горизонтальной оси 8, жёстко связанной с суммирующим механизмом 3 отбора мощности, в процессе движения просто «описывает» окружность в одной горизонтальной плоскости. Причем движение роликов 6 осуществляется в одной фазе, но в противоположных направлениях. Таким образом на осях 8 каждого из роликов 6 образуется крутящий момент, передаваемый на суммирующий механизм 3.

Схема сил, действующих в КШМ и описанном механизмах представлена на рисунке 4, а, б.

Поскольку тангенциальная сила T в предлагаемом механизме создается в плоскости вращения ролика, то такой механизм будем называть тангенциальным.

Следует отметить, что сила инерции вращающихся деталей тангенциального механизма действует вне плоскости возвратно-поступательного движения деталей и не оказывает воздействия на сопротивление движению поршня и передаточного механизма.

Полный рабочий четырехтактный цикл двигателя с тангенциальным механизмом совершается за один оборот ролика, т. е. за один оборот выходного вала, следовательно, для сохранения скорости движения поршня, характерного для осуществления рабочего процесса с параметрами эффективности как у двигателей с КШМ, следует снизить вдвое частоту вращения выходного вала двигателя с тангенциальным механизмом.

В настоящее время нами проведены предварительные исследования мощностных и экономических показателей поршневого двигателя, оснащенного тангенциальным механизмом на основе анализа его кинематических и динамических характеристик.

Учитывая идентичность характера протекания рабочих процессов двигателей с обоими схемами преобразования возвратно-поступательного движения поршня, выполнено сравнение мощностных показателей на основании различий в кинематических и динамических характеристиках исследуемых механизмов. Для такого сравнения приняты идентичные параметры, определяющие

рабочий процесс двигателя: диаметр цилиндра $D = 82,5$ мм; ход поршня $S = 84$ мм; число цилиндров $i = 4$; степень сжатия $\varepsilon = 10,5$.

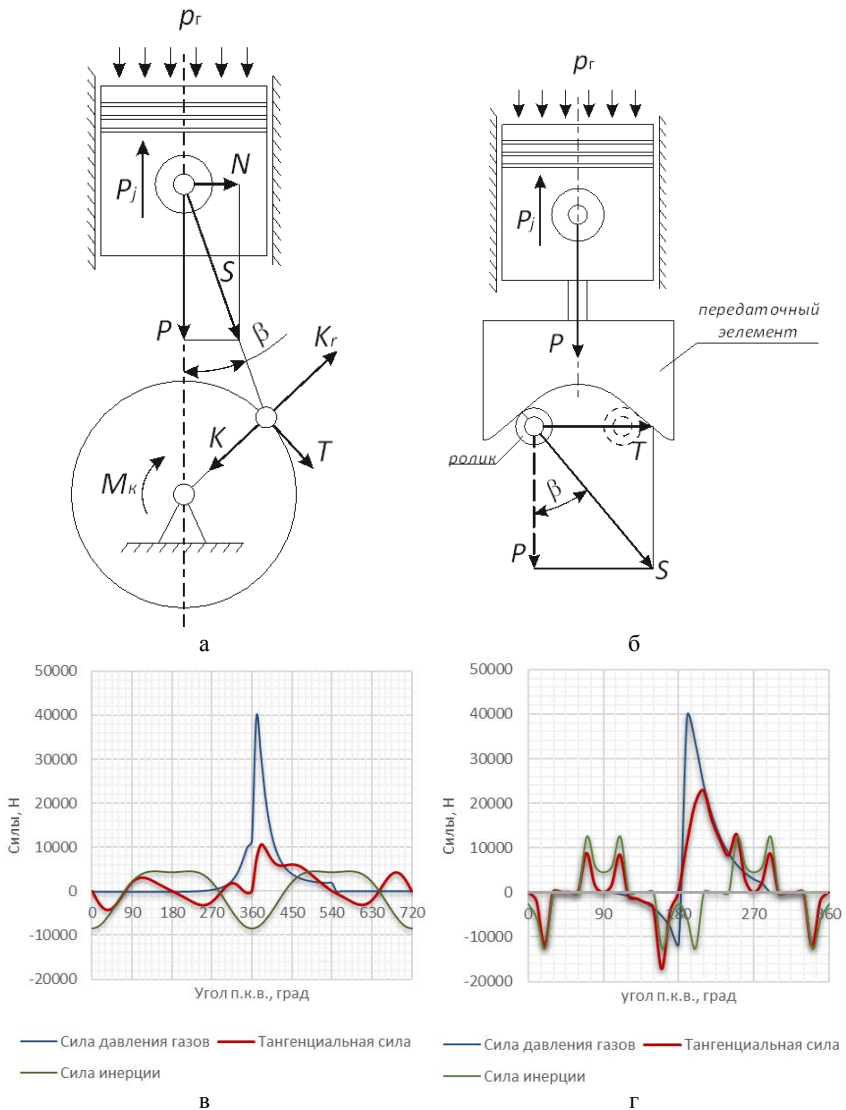


Рисунок 4 – Схемы сил, действующих в КШМ (а) и тангенциальном механизме (б) и графики сил, действующих в КШМ (в) и в тангенциальном механизме (г)

Путем теплового расчета определены показатели рабочего процесса. В соответствии с особенностями кинематики КШМ и тангенциального механизма получены силовые показатели, действующие в КШМ и в тангенциальном механизме (ТМ) (таблица 1).

Таблица 1 – Силовые показатели в механизмах двигателя

Показатели	КШМ	ТМ
Среднее значение тангенциальной силы одного цилиндра за рабочий цикл, Н	1066,5	2209,6
Суммарная тангенциальная сила четырех цилиндров, Н	4266,0	8838,2
Суммарный индикаторный крутящий момент, Н·м	179,2	564,5
Эффективный крутящий момент двигателя, Н·м	138,0	434,7

Индикаторный крутящий момент определялся как:

$$M_i = T_{\Sigma} \cdot r_k,$$

где T_{Σ} – суммарная тангенциальная сила всех цилиндров двигателя, Н;

r_k – радиус кривошипа, м.

Для двигателя с КШМ радиус кривошипа определяется как $r_k = S/2$, а для двигателя с тангенциальным механизмом в качестве радиуса кривошипа выступает средний радиус направляющей части 5 (рисунок 1), который в свою очередь зависит от хода поршня S и параметров кривизны направляющих участков 16 и 17. При радиусе выступа направляющей 12 мм, радиусе кривизны впадины – 52 мм и диаметре ролика – 36 мм, радиус направляющей части имеет значение 63,9 мм.

Эффективная мощность:

$$N_e = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot M_i \cdot n_n \cdot \eta_m \cdot 10^{-3},$$

где n_n – частота вращения коленчатого вала двигателя;

η_m – механический КПД двигателя.

Сравнительные результаты расчетов представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты расчета мощностных и экономических показателей двигателя с различными механизмами.

Наименование	Значения для:	
	двигателя с КШМ	двигателя с ТМ
Диаметр цилиндра D , мм	82,5	
Ход поршня S , мм	84	
Число цилиндров i	4	
Литраж, л	1,796	
Частота вращения выходного вала n , об/мин	5400	2700
Максимальное давление рабочего процесса p_z , МПа	7,5	
Максимальная температура рабочего процесса T_z , К	2890	
Среднее эффективное давление p_i , МПа	1,02	
Индикаторный КПД рабочего процесса η_i	0,297	
Механический КПД двигателя η_M	0,77	
Средняя суммарная тангенциальная сила T_Σ , Н	4266,0	8838,2
Радиус кривошипа r_k , мм	42,0	63,9
Индикаторный крутящий момент M_i , Н·м	179,2	564,5
Эффективная мощность N_e , кВт	78,0	122,9
Часовой расход топлива G_T , кг/ч	22,6	

Анализируя данные таблицы 2 можно сделать выводы относительно мощностных и экономических показателей двигателей оснащенных КШМ и тангенциальным механизмами: эффективная мощность у двигателя с тангенциальным механизмом больше в 1,6 раза при сохранении одинакового расхода топлива. При этом частота вращения выходного вала двигателя с тангенциальным механизмом ниже в 2 раза, что позволит упростить трансмиссию приводимой машины. Таким образом на расчетном уровне можно обозначит преимущества тангенциального механизма по отношению к КШМ по кинематическим параметрам, позволяющим эффективнее использовать энергию рабочего хода поршня в течение рабочего процесса. Кроме того, радиус, на котором действует тангенциальная сила у двигателя с тангенциальным механизмом больше, чем у двигателя с КШМ и не имеет однозначной «жесткой» связи с величиной хода S поршня, и может варьироваться в определенных пределах за счет подбора радиусов кривизны направляющей и диаметра

ролика. Таким образом, величина крутящего момента двигателя с тангенциальным механизмом получает дополнительное увеличение, значение которого зависит от конкретных конструктивных параметров привода двигателя, а для условий расчетного исследования, результаты которого приведены в табл. 2 увеличение крутящего момента произошло в 3,2 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Баландин, С. С. Бесшатунные поршневые двигатели внутреннего сгорания / С. С. Баландин. – М. : Машиностроение, 1968.

2. Рабочие процессы ДВС / Луканин, В. Н. [и др.]. – М. : Высшая школа, 1995.

3. Гергенов, С. М. Кривошипно-шатунные механизмы ДВС / С. М. Гергенов. – Улан-Удэ : Восточно-Сибирский ГТУ, 2001.

4. Двигатели внутреннего сгорания. Кн.2. Динамика и конструирование / В. Н. Луканин [и др.]; под ред. В. Н. Луканина, М. Г. Шатрова. – 2-е изд., переработ. и доп. – М.: Высш. шк., 2005.

Представлено 20.05.2022