

УДК 631.3-52: 519.711.3

**ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТАНГЕНЦИАЛЬНОГО  
МЕХАНИЗМА  
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ДВС)  
ENERGY ANALYSIS OF THE TANGENTIAL MECHANISM OF  
AN AXIAL AUTOMOBILE COMBUSTION ENGINE**

В.П.Бойков, докт. техн. наук

Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь

V.Boykov, doctor of sciences, Belarusian national technical university,  
Minsk, Belarus

П.В.Шаплыко, инженер, г. Минск, Беларусь

P. Shaplyko, engineer, Minsk, Belarus

Н.А.Поздняков, старший преподаватель,  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь

N.Poznjakov, professor assistant, Belarusian national technical  
university,  
Minsk, Belarus

Разработана функциональная механическая схема и математическая модель тангенциального механизма двигателя внутреннего сгорания (ДВС) мобильной машины.

Formed a functional mechanical scheme and mathematical model of an axial automobile combustion engine (ACE).

## ВВЕДЕНИЕ

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

Однако такое конструктивное исполнение ДВС приводит и к повышенной динамической нагруженности и напряженности цилиндров и поршневой группы двигателя. В работе рассмотрен иной принцип кинематической связи поршневой группы с коленчатым валом ДВС и сделан энергетический анализ силовой схемы предлагаемого механизма.

## ФОРМАЛИЗОВАННОЕ ОПИСАНИЕ РАБОТЫ ТАНГЕНЦИАЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

Известные кинематические свойства КШМ, заключающиеся в особенностях получения тангенциальной силы  $T$ , вращающей коленчатый вал и создающий на нем крутящий момент  $M_k$  позволили оценить зависимость этой силы от угла поворота коленчатого вала, представленную на рис. 2, в. Основной особенностью КШМ четырехтактного двигателя является воздействие на величину тангенциальной силы инерционных сил  $P_j$  возвратно-поступательно движущихся масс деталей. Эти силы, в силу переменной скорости движения поршня, изменяются по величине, и четыре раза в течение полного цикла изменяют направление. В результате характер и величина тангенциальной силы, вращающий коленчатый вал имеет вид, представленный на рис. 2, в.

Другая особенность определяется параметром  $\lambda$ , представляющим собой отношение радиуса  $R$  кривошипа к длине  $l$  шатуна, т.е.  $\lambda = R/l$ . Этот параметр выбирается по компромиссному условию с учетом ограничений габаритной высоты двигателя и допустимых нагрузок на его основные детали и для большинства конструкций находится в пределах  $\lambda = 0,25 \dots 0,35$ . При расчетной оценке тангенциальной силы в КШМ использую зависимость

$$T = (P_r + P_j) \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, \quad (1)$$

где  $P_r$  – сила давления газов в цилиндре двигателя;

$\varphi$  – угол поворота коленчатого вала;

$\beta$  – угол отклонения шатуна от вертикальной оси.

Нетрудно определить, что в течение рабочего хода (когда сумма  $P_r + P_j$  имеет максимальные значения от  $370^\circ$  до  $400^\circ$  п.к.в.)

множитель  $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$  в формуле (1) имеет значение 0,2...0,6. А

максимального значения (0,8...1,1) этот множитель достигает в диапазоне  $410^\circ \dots 470^\circ$  п.к.в., т.е. ближе к завершению рабочего хода поршня.

Таким образом, кинематические характеристики КШМ способствуют потере передачи энергии давления газов в цилиндре двигателя на полезное вращение коленчатого вала. Эти потери тратятся на трение поршня о гильзу цилиндра и в подшипниках коленчатого вала, вызывая интенсивный износ этих деталей.

Для исключения описанного негативного воздействия сил инерции и 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 рис. 1.

В предлагаемой конструкции поршень 1 каждого из цилиндров связан с соответствующим передаточным механизмом 2, причём 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 четырёх цилиндрах): поршень 1 под действие расширяющейся топливной смеси толкает вертикально вниз связанную с ним ось 4, на конце которой расположен передаточный элемент 5 (направляющая).

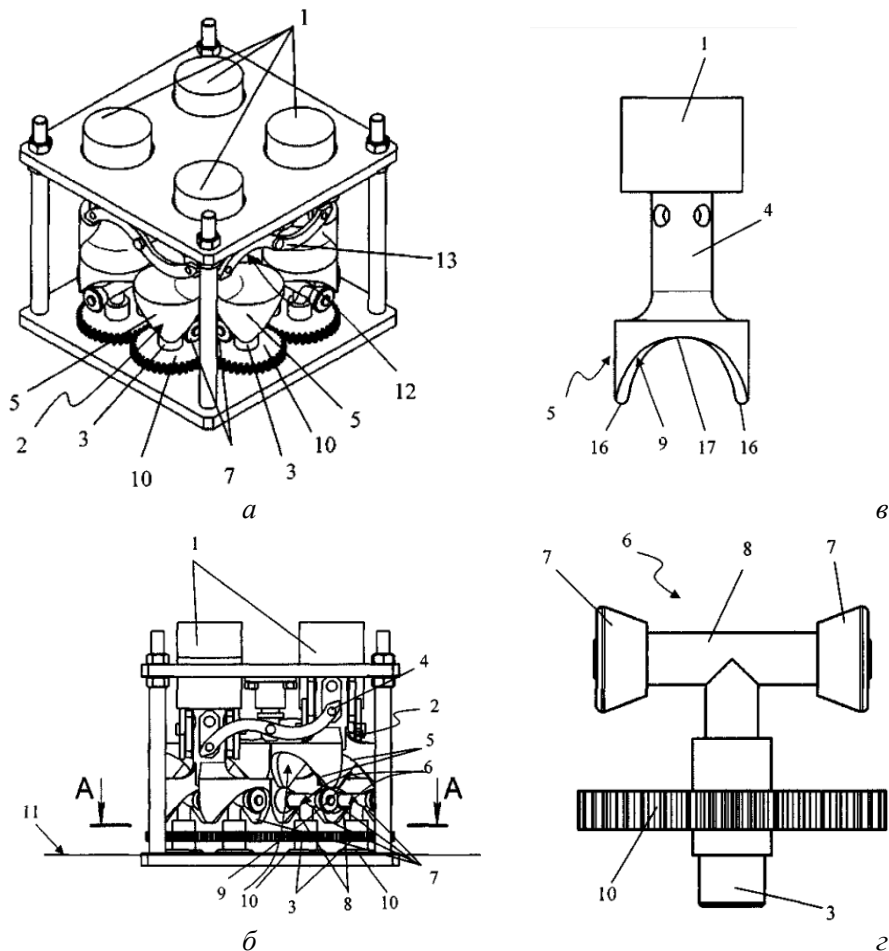


Рисунок 1 – Схема конструкции двигателя с тангенциальным механизмом:

*a* – общий вид двигателя; *б* – общий вид тангенциального механизма; *в* – передаточный элемент; *г* – ролик

Два непрерывных, волнообразных в вертикальном направлении направляющих пути в виде направляющей контактной полосы 9 с симметрично расположенными двумя вершинами 16 и двумя впадинами 17, в плане имеющей форму кольца; передаточный механизм 2, перемещаясь вертикально вниз, при контакте каждой из двух направляющих контактных полос 9 с соответствующим бегунком 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 рис. 2, 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.

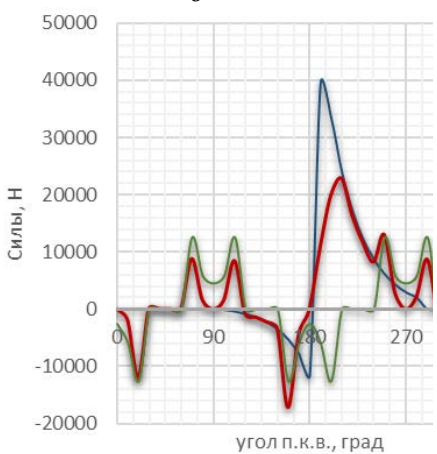
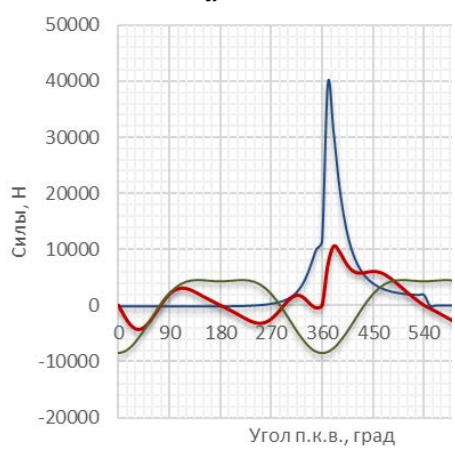
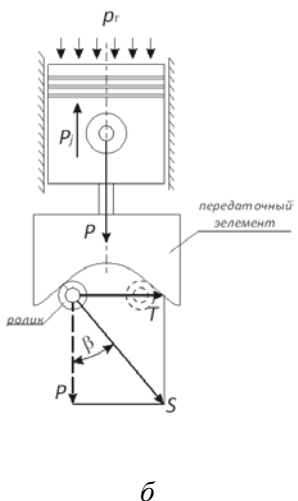
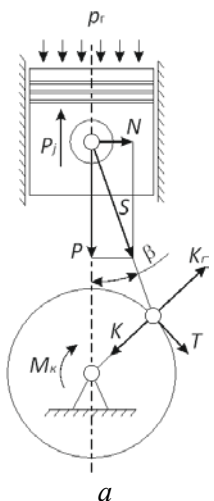
Полный рабочий четырехтактный цикл двигателя с тангенциальным механизмом совершается за один оборот ролика, т.е. за один оборот выходного вала, следовательно, для сохранения скорости движения поршня, характерного для осуществления рабочего процесса с параметрами эффективности как у двигателей с

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. Графики перемещения  $S_{\text{п}}$ , скорости  $V_{\text{п}}$  и ускорения поршня двигателя с тангенциальным механизмом имеющего параметры рабочего процесса как у сравниваемого двигателя ВАЗ-21128 представлены на рис. 3.

Учитывая идентичность характера протекания рабочих процессов двигателей с обеими 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	$D = 82,5 \text{ мм};$
- ход поршня	$S = 84 \text{ мм};$
- число цилиндров	$i = 4;$
- степень сжатия	$\varepsilon = 10,5.$



— Сила давления газов — Тангенциалы  
— Сила инерции

— Сила давления газов — Тангенциалы  
— Сила инерции

б

г

Рисунок 2 – Схемы сил, действующих в КШМ (а) и тангенциальном механизме (б) и графики сил: в – действующих в КШМ, г – действующих в тангенциальном механизме

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) (табл. 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  $T_{\Sigma}$  – 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 (рис. 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;

$\eta_m$  – 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 $n_n$ , 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 $\eta_i$	0,297	
Механический КПД двигателя $\eta_m$	0,77	
Средняя суммарная тангенциальная сила $T_\Sigma$ , 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 табл. 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. 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.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, на расчетном уровне можно обозначить преимущества тангенциального механизма по отношению к КШМ по кинематическим параметрам, позволяющим эффективнее использовать энергию рабочего хода поршня в течение рабочего процесса. Кроме того, величина крутящего момента двигателя с тангенциальным механизмом дополнительно возрастает.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Луканин В.Н., Алексеев И.В., Шатров М.Г. и др. Рабочие процессы ДВС. – М.: Высшая школа, 1995.
2. Гергенов С.М. Кривошипно-шатунные механизмы ДВС. Восточно-Сибирский ГТУ, 2001.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Кн.2. Динамика и конструирование: Учебник для ВУЗов/В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 2-е изд., переработ. и доп. – М.: Высш.шк., 2005.