

Министерство образования и науки Российской Федерации

Алтайский государственный технический  
университет им. И.И.Ползунова



## **НАУКА И МОЛОДЕЖЬ**

3-я Всероссийская научно-техническая конференция  
студентов, аспирантов и молодых ученых

**СЕКЦИЯ**

**АВТОМОБИЛИ, ТРАНСПОРТ, СЕЛЬХОЗМАШИНЫ**

Барнаул – 2006

ББК 784.584(2 Рос 537)638.1

3-я Всероссийская научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых "Наука и молодежь". Секция «Автомобили, транспорт, сельхозмашины»./Алт.гос.техн.ун-т им. И.И.Ползунова. – Барнаул: изд-во АлтГТУ, 2006. –9 с.

В сборнике представлены работы научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, проходившей в апреле 2006 г.

Организационный комитет конференции:

Максименко А.А., проректор по НИР – председатель, Марков А.М., зам. проректора по НИР – зам. председателя, Арзамарсова А.А. инженер Центра НИРС и молодых учёных – секретарь оргкомитета, Токарев А.Н., декан автотранспортного факультета АлтГТУ – руководитель секции «Автомобили, транспорт, сельхозмашины», Балашов А.В. – редактор.

## ВЛИЯНИЕ УГЛА РАЗВАЛА ДВУХЦИЛИНДРОВОГО ДВУХТАКТНОГО ДВС НА МОМЕНТ ИНЕРЦИИ МАХОВИКА

Фролов Антон Викторович, студент группы АиАХ-21

Волкова Ирина Петровна, к.т.н., доцент

Актуальность данной работы состоит в том, что полученные результаты позволяют уже на стадии проектирования двигателей внутреннего сгорания подбирать маховик необходимой инерционности, а вместе с тем, необходимыми геометрическими размерами и массой в зависимости от угла развала двигателя, так как маховик обеспечивает требуемое условие движения, задаваемое коэффициентом неравномерности [1].

Рассмотрим кривошипно – шатунный механизм двухцилиндрового двухтактного двигателя внутреннего сгорания. Будем рассматривать приведенные массы элементов кривошипно – шатунного механизма, которые поделим на две группы. В первую группу войдут коленчатый вал с маховиком и все те звенья, которые связаны с маховиком постоянным передаточным отношением, а во вторую – все оставшиеся. Сразу ясно, что приведенные моменты инерции звеньев первой группы суть величины постоянные, а второй – переменные.

Приведенный момент инерции всего механизма равен

$$I_{\Sigma} = \underbrace{I_1}_{const} + \underbrace{I_2}_{var} \quad (1)$$

Кинетическая энергия механизма определится как

$$T_{\Sigma} = T_1 + T_2$$

Пусть  $T_0$  - начальное значение кинетической энергии механизма, тогда согласно теореме об изменении кинетической энергии запишем

$$T - T_0 = \sum A = A_{движ} - A_{сопр} = A_{избыл}$$

$$T_1 + T_2 - T_0 = A_{избыл}$$

Известно также, что угловая скорость маховика колеблется внутри цикла между значениями  $\omega_{min}$  и  $\omega_{max}$ . Следовательно, кинетическая энергия звеньев первой группы также колеблется от  $T_{1min}$  до  $T_{1max}$ . Определим наибольший перепад кинетической энергии звеньев 1 группы

$$\Delta T_{1наиб} = T_{1max} - T_{1min} = \frac{I_1 \omega_{max}^2}{2} - \frac{I_1 \omega_{min}^2}{2} = \frac{I_1}{2} (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) = I_1 \omega^2 \delta$$

или решая последнее уравнение относительно момента инерции, получим

$$I_1 = \frac{\Delta T_{1наиб}}{\omega^2 \delta} \quad (2)$$

где  $\delta$  - коэффициент неравномерности вращения маховика.

Для того, чтобы вычислить приведенный момент инерции маховика, воспользуемся следующим методом, суть которого заключается в вычитании из величины  $I_1$  приведенного момента инерции кривошипа, то есть

$$I_{махов} = I_1 - I_{S_1} \quad (3)$$

Формально данное исследование базировалось на выражении (3), которое было разработано Н. И. Мерцаловым [1].

Был рассмотрен ряд двухцилиндровых двухтактных двигателей с различными углами развала при прочих равных условиях ( $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\delta = 0,009$ ,  $I_{S_1} = 0,01 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ). В результате

исследования была получена зависимость между моментом инерции маховика и величиной угла развала двигателя внутреннего сгорания, которая представлена на рисунке 1.

Следует также отметить, что маховик в работе двигателя играет одну из важнейших ролей. Во многих случаях момент инерции маховика преобладает над остальными моментами

инерции 1 группы звеньев. Поэтому всякие изменения кинетической энергии  $T_1$  происходят, прежде всего, за счет изменения кинетической энергии маховика.

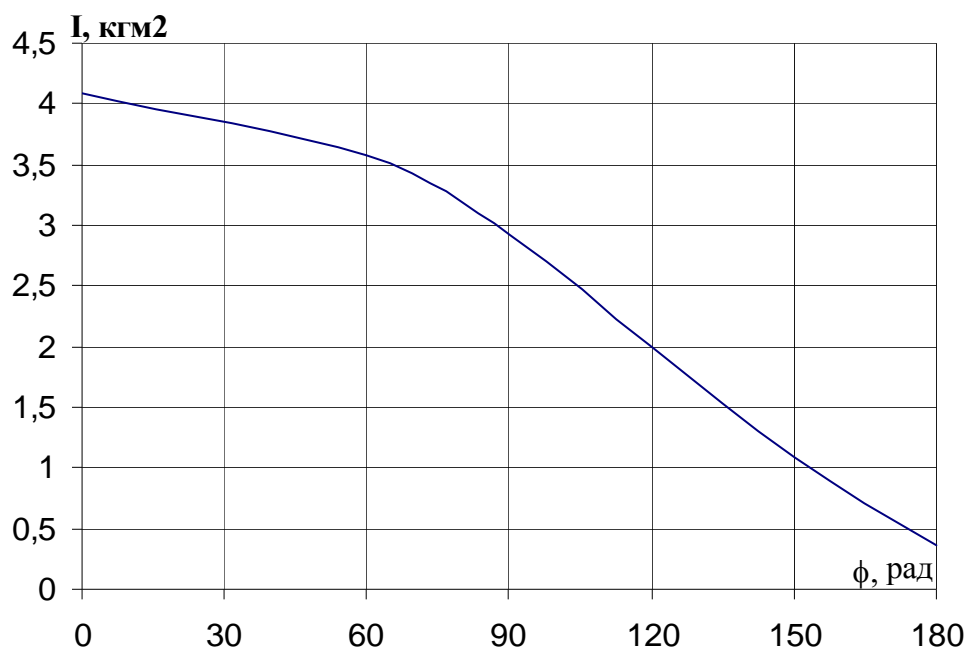


Рисунок 1. Зависимость момента инерции маховика от величины угла развала ДВС

Из рисунка 1 видно, что угол развала двигателя существенно влияет на момент инерции маховика. Это говорит о том, что для оппозитных двигателей по сравнению с рядными необходимо применять ничтожно малые маховики. Но не следует забывать, что маховик в процессе рабочего цикла двигателя обеспечивает движение его механизмов. В процессе горения вырабатывается энергия, которой достаточно для того, чтобы двигать поршни, шатуны, вращать коленчатый вал с маховиком, преодолевать все диссипативные силы. Кроме того, избыток энергии полученный в процессе горения аккумулируется в маховике, а затем двигатель сам потребляет энергию на совершение работы сжатия. Если учесть все эти условия, то можно оптимизировать рабочий процесс двигателя, что является главной задачей всякого инженера – проектировщика двигателей внутреннего сгорания.

Литература

1. Фролов К. В. Теория механизмов и машин: учебник для ВТУЗов/ К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др.; под ред. К. В. Фролова. - М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.: ил.

#### К ВОПРОСУ О ПОЛОЖЕНИИ МГНОВЕННОГО ЦЕНТРА ПОВОРОТА ПРИЦЕПА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ВИДА СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА

Фролов Антон Викторович, студент группы АиАХ-21

Павлюк Александр Сергеевич, д.т.н., профессор

Применение шарнирно-соединенных машин является одним из наиболее важных средств повышения производительности единичного агрегата в условиях ограничения рабочих скоростей, поперечных габаритов и осевых нагрузок. Сцепные устройства служат для соединения и разъединения звеньев и создания шарнирного соединения между ними.

Для автомобильных и тракторных поездов главным образом используются сцепные устройства типа „крюк-петля”, „тяговая вилка-петля”, „шар-обойма” (шаровые сцепки) и клиновые плоскостные сцепки. В конструкциях тракторов находят применение тягово-сцепные устройства с продольным тяговым брусом (маятником), передний конец которого шарнирно связан с рамой трактора, а на заднем конце расположена тяговая вилка. Тяговый брус имеет возможность поворота относительно переднего шарнира в горизонтальной плоскости и может быть зафиксирован в центральном или повернутом положении. Вместо маятника иногда

используется дугообразный элемент, закрепленный на тракторе, по которому на роликах перемещается каретка с тяговой вилкой.

Для повышения устойчивости движения используется также соединение тягача с прицепом при помощи двух продольных тяг, заканчивающихся шарнирами, по типу задней навески трактора.

К сцепным устройствам наряду с общими требованиями, как простота конструкции, малый вес, дешевизна и др., справедливыми для любого агрегата или механизма, предъявляются некоторые специфические требования: надежность действия, обеспечение необходимой гибкости между отдельными звеньями мобильной машины, надлежащая амортизация нагрузок в сцепных устройствах, тягово-сцепное устройство должно обеспечивать устойчивость и управляемость транспортного средства, не допуская опрокидывания и складывания звеньев при резких торможениях, обеспечивать оптимальный радиус поворота прицепа, путем его динамического изменения в процессе поворота в зависимости от угла складывания звеньев.

Считается, что конструктивные параметры тягово-сцепных устройств оказывают существенное влияние на устойчивость и управляемость автопоездов. К некоторым важнейшим из таких параметров относят: зазоры в сцепных (поворотных) устройствах, длина дышла (сницы), вынос сцепного устройства на тягаче и др.

Актуальность работы заключается в том, чтобы выявить влияние конструкции тягово-сцепных устройств на устойчивость и управляемость прицепа, а в месте с тем и всего автопоезда. Данное исследование имеет важное прикладное значение.

На устойчивость прицепа будет, главным образом, влиять положение его мгновенного центра поворота, а также величина радиуса поворота относительно этого центра. Особый интерес представляет тот случай, когда имеется возможность изменить мгновенный центр поворота мобильной машины для повышения устойчивости движения.

Задачей данного исследования является качественное определение координат мгновенного центра поворота прицепа в зависимости от угла складывания звеньев тягово – сцепного устройства, а также от его геометрических размеров.

Новизна работы заключается в том, что по выявленной зависимости положения центра поворота прицепа от угла складывания звеньев и размеров устройства, можно корректировать или регулировать устойчивость движения звеньев автопоезда используя дополнительные устройства.

Рассматриваемые нами сцепные устройства будут представлены геометрически. Устройство будет состоять из тяг, представленных прямыми, и шарниров, изображенными точками. Изучению подвергнем трапециевидное и крестообразное устройства, представленные на рисунках 1, 2.

На тягаче устройство закреплено в двух неподвижных точках  $F_1, F_2$ , которые могут располагаться в любой последовательности, и в точках  $M_1, M_2$  - на прицепе. Расстояния  $F_1F_2 = 2a$ ,  $M_1M_2 = 2c$ ,  $F_1M_1 = F_2M_2 = b$ . Для того чтобы определить положение мгновенного центра поворота, нужно отрезок  $M_1M_2$  поделить пополам, и из его середины  $N$  провести нормаль. Если прямая  $M_1M_2$ , принадлежащая прицепу, в некоторый момент времени повернется на какой угодно угол  $\alpha$ , то нормаль при пересечении с конструктивной осью тягача даст нам положение искомого центра поворота в данный момент времени. Пусть  $F_2 > F_1$  означает, что  $F_2$  лежит правее  $F_1$ , тогда для всех трех случаев запишем

$$OH = a \cdot \text{signa} \cdot \sqrt{\frac{b^2}{a^2 + c^2 + 2 \cdot a \cdot \text{signa} \cdot c \cdot \cos \alpha}} - 1, \text{ где } \text{signa} = \begin{cases} -1, & \text{если } F_1 < F_2 \\ 0, & \text{если } F_1 = F_2 \\ 1, & \text{если } F_1 > F_2 \end{cases}$$

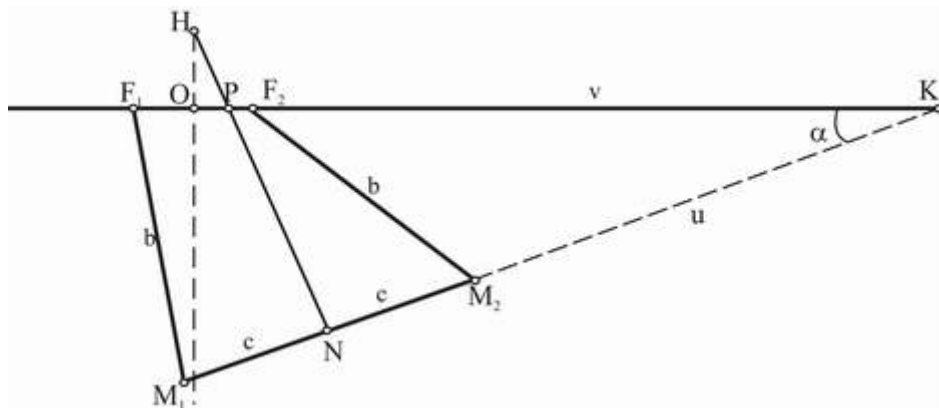


Рисунок 1. Трапециевидное сцепное устройство в текущем положении

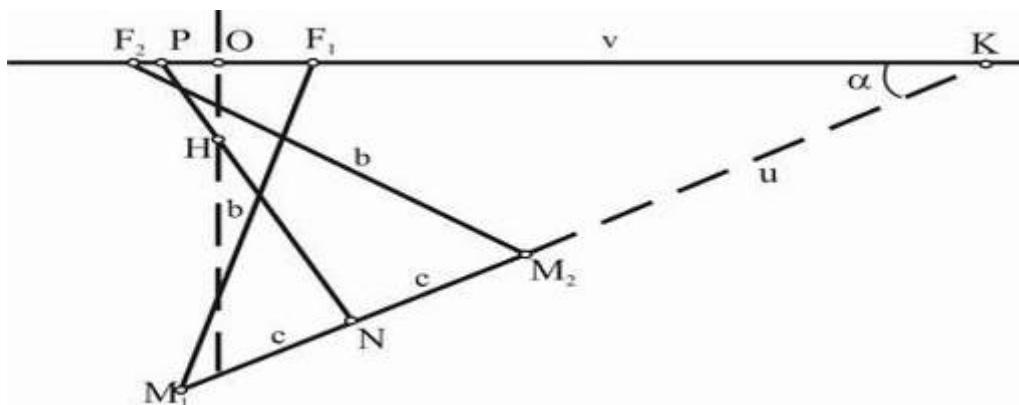


Рисунок 2. Крестообразное сцепное устройство в текущем положении

Для разработанного в АлтГТУ им. И. И. Ползунова сцепного устройства при заданных  $2a = 597$  мм,  $2c = 900$  мм,  $b = 937$  мм построим график зависимости положения центра поворота прицепа от величины угла складывания звеньев сцепного устройства, который приведем на рисунке 3.

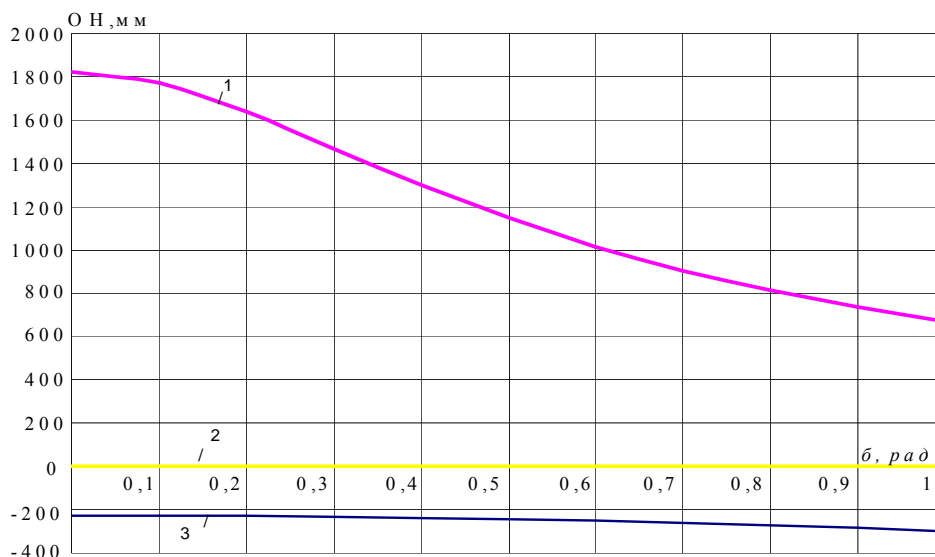


Рисунок 3. Зависимость величины  $OH$  от угла складывания  $\alpha$ .

На рисунке 3 показаны зависимости положения мгновенного центра поворота прицепа в зависимости от того, какой вид имеет тягово - сцепное устройство. Линия 1 показывает зависимость для трапециевидного устройства, линия 2 – для треугольного ( $F_1 = F_2$ ), а линия 3 – для крестообразного.

В процессе исследования выяснилось, что центр поворота может располагаться в различных частях плоскости устройства. Если устройство трапецевидное, то мгновенный центр поворота размещается в полуплоскости тягача, если крестообразное – в полуплоскости прицепа, а если треугольное, то на прямой линии  $F_1F_2$ . Знак минус указывает, как раз, на тот факт, что центр поворота располагается в полуплоскости прицепа.

Таким образом, получена зависимость для определения положения мгновенного центра поворота прицепа в зависимости от угла складывания (рисунок 3), которая позволяет анализировать и исследовать сцепное устройство типа „четырёхзвенник“. При помощи такой зависимости также можно исследовать влияние изменения конструктивных параметров сцепных устройств на устойчивость и управляемость автомобилей.

## Литература

1. Павлюк А. С., Бизяев С. Н. Устойчивость и управляемость шарнирно соединенных машин. Машино – тракторные агрегаты, автомобильные и транспортные поезда. – Барнаул: Алт. кн. изд – во, 1987. – 132 с.
2. Шукин М. М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей. Конструкция, теория и расчет. - Л., Машгиз, 1961.-207 с.

## О ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СВЯЗИ МЕЖДУ ДАВЛЕНИЕМ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ И ДИНАМИКОЙ ДВС

Фролов Антон Викторович, студент группы АиАХ-21  
Леонов Геннадий Никитович, д. ф. – м. н., профессор

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) есть не что иное, как тепловая установка, в которой протекают процессы различной природы: процессы горения, химические превращения, термодинамические и механические явления и другие. Путем физико – математического моделирования установим естественное и широкое понимание явлений и процессов, которые протекают в ДВС. В частности, преобразование энергий, которое осуществляет двигатель из одной ее формы в другую лежит в основе нашего моделирования и представляет особую трудность.

Актуальность данной работы состоит в следующем: в виду того, что в настоящее время весьма определенно проявляются тенденции развития транспортной энергетики, совершенствование технико-экономических показателей ДВС связано непосредственно с повышением их удельной мощности и повышением экологичности двигателя.

Новизна заключается в том, чтобы все процессы и явления, которые протекают в двигателе описать через единственный независимый переменный – время. В то время как, классическая теория ДВС допускает описание процессов через угол поворота коленчатого вала двигателя. Мы же считаем, что угол поворота коленчатого вала двигателя не может быть использован в качестве независимого переменного, так как сам изменяется во времени.

Наша задача состоит в том, чтобы создать математическую модель, которая смогла бы показать не только энергетические преобразования, но и строгую логическую связь между внутрикамерными процессами и динамикой ДВС.

Связь между давлением  $P(t)$  в камере сгорания и кинематическими параметрами ДВС носит очевидный характер. Это следует прямо из работы ДВС. Топливная воздушная смесь сгорает, в результате чего выделяется определенное количество теплоты – совершается цикл. Сила давления газов давит на поршень, заставляя его двигаться поступательным образом. Чем интенсивнее будет нарастать сила давления газов, тем быстрее поршень будет двигаться внутри цилиндра. Чем быстрее поршень будет перемещаться, тем быстрее будет вращаться коленчатый вал ДВС вместе с маховиком. Эта связь позволяет не только вести речь об адекватном описании работы двигателя, но и о том, как давление внутри камеры сгорания влияет

на увеличение числа оборотов коленчатого вала, что влечет за собой повышение мощности ДВС, в том числе и удельной.

Так, исходя из второго закона Ньютона

$$m_{\text{прив}} \frac{d^2 X}{dt^2} = S \cdot P(t) \quad (1)$$

Интегрируя единожды и дважды (1), получим выражения для скорости и хода поршня

$$V = \frac{S}{m_{\text{прив}0}} \int_0^{\tau} P(t) dt, \quad X = \frac{S}{m_{\text{прив}0}} \int_0^{\tau} (P(t))_0^{\tau} dt \quad (2)$$

Уравнения (1) и (2) выражают связь между давлением внутри камеры сгорания с ходом, линейной скоростью и ускорением поршня на такте расширения (горения). Нетрудно установить также связь между угловыми перемещением, скоростью и ускорением коленчатого вала ДВС с давлением  $P(t)$ .

Так, установлено

$$\varphi = \arccos \left( \frac{-L + \sqrt{(L+R)^2 - 2LX}}{R} \right), \quad (3)$$

где  $L, R$  – длины шатуна и кривошипа.

Дифференцируя единожды и дважды (3), получим выражения для угловой скорости и углового ускорения коленчатого вала

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{L \cdot V}{\sqrt{(R+L)^2 - 2LX} \cdot \sqrt{R^2 - \left[ L - \sqrt{(R+L)^2 - 2LX} \right]^2}} \quad (4)$$

$$\varepsilon = \frac{L^2 \cdot V^2 \left( R^2 - L^2 + L\sqrt{(R+L)^2 - 2LX} \right) + L \cdot \left( \sqrt{(R+L)^2 - 2LX} \cdot \sqrt{R^2 - \left[ L - \sqrt{(R+L)^2 - 2LX} \right]^2} \right)^2 \cdot \frac{dV}{dt}}{\left( \sqrt{(R+L)^2 - 2LX} \cdot \sqrt{R^2 - \left[ L - \sqrt{(R+L)^2 - 2LX} \right]^2} \right)^3} \quad (5)$$

Если в (3), (4), (5) подставить (2), то угловые перемещения, скорости и ускорения всех точек коленчатого вала однозначно определяются как функции от времени.

Известно, что для описания динамики двигателя, применяют выражения для сил, моментов сил, работы и мощности. Сила давления газов на поршень пропорциональна внутрикамерному давлению и является функцией времени.

Моменты сил определяются как  $\vec{M} = \vec{T} \times \vec{R}$  ( $OA = R, AB = L$ ). Проводя нетрудные математические выкладки, получим

$$M = FR \sin \varphi \left( 1 + \frac{R \cos \varphi}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \varphi}} \right) \quad (6)$$

Подставляя в выражение (6) формулу (3), заключаем, что и момент силы является функцией времени.

Из курса механики известно, что работа вычисляется как

$$A = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M d\varphi$$

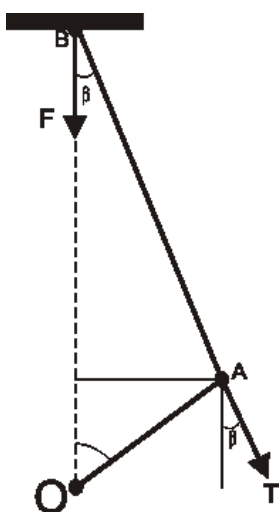


Рисунок 1. Схема активных сил



(7)

Мощность выражается как производная работы по времени

$$N = \frac{dA}{dt} = (\vec{M}, \vec{\omega}) = M\omega \cos(\vec{M}, \vec{\omega}) \quad (8)$$

Анализируя выражения с (1) по (8), устанавливаем, что все кинематические и динамические величины двигателя являются функциями времени.

На полученных результатах базируется наша математическая модель, которая находится ещё на стадии разработки. В основу описания работы двигателя внутреннего сгорания положена простая логическая схема, приведенная ниже.

время горения  $\tau$  – ход поршня  $X$  – угол поворота кривошипа  $\varphi$  – ход поршня  $X$

Согласно этой схеме моделируется процесс преобразования химической энергии топлива в тепловую, а затем в механическую энергию вращения маховика – на этом закончился процесс горения. Известно, что всякий ДВС работает одновременно как двигатель и как насос. Двигатель не всегда вырабатывает энергию, на тактах выпуска, впуска и сжатия он работает за счет кинетической энергии маховика. Поэтому роль маховика в работе двигателя очень важная. И вся сложность моделирования сводится к тому, чтобы научиться разделять энергию на маховике.

Очень важным фактом в данном исследовании является то, что путем регулирования внутрикамерного процессов можно повышать удельную мощность двигателя, что является на сегодняшний день актуальным вопросом. Повышать именно за счет изменения давления внутри камеры сгорания, а не за счет изменения конструкции механизма.

#### Литература

1. Лернер М. О. Регулирование процессов горения в двигателях с искровым зажиганием. М., Наука, 1972, стр. 295
2. Петриченко Р. М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания. Учеб. пособие. – Л.: Изд – во Ленингр. ун – та, 1983. 244 с.