

**В.А. Ломакин, ст. преподаватель**  
*Житомирский государственный технологический университет*

## **МАХОВИК ПЕРЕМЕННОГО МОМЕНТА ИНЕРЦИИ ДЛЯ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ FP10C**

*(Представлено к.т.н., доц. Ильченко А.В.)*

*В современных условиях развития двигателестроения все больше внимания обращается на, казалось бы, незначительные процессы. С одной стороны, достижения мехатроники сделали это возможным, а с другой, рационализация использования ресурсов не оставляет нам выбора. Это приводит к необходимости увеличения коэффициента полезного действия, улучшения экологичности и безопасности работы двигателя внутреннего сгорания. Поэтому настало время обратить внимание на такое явление, как изменение приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма и его влияние на работу двигателя. Это влияние ничтожно в двигателях с количеством цилиндров больше 4-х и его можно не учитывать. Также его существенно можно уменьшить только лишь рациональным выбором массово-геометрических параметров ДВС, что, к сожалению, возможно не всегда. Особо остро эта проблема стоит в одноцилиндровых двигателях внутреннего сгорания, к которым относится FP10C. С целью уменьшения влияния переменной составляющей момента инерции кривошипно-шатунного механизма двигателя FP10C на его работу предлагается конструкция маховика приведенного момента инерции. Этот маховик позволяет скомпенсировать влияние приведенного момента инерции его кривошипно-шатунного механизма за оборот, в результате чего двигатель внутреннего сгорания FP10C улучшит параметры неравномерности хода и станет более экономичным.*

**Ключевые слова:** *маховик переменного момента инерции; кривошипно-шатунный механизм; неравномерность хода.*

**Постановка проблемы.** К современным двигателям внутреннего сгорания (ДВС) предъявляются достаточно жёсткие требования: высокая удельная мощность, экономичность, низкий уровень вредных выбросов, низкий уровень шума и вибраций, другие. Это поднимает целый ряд задач конструирования на новый, более высокий, уровень. Несмотря на значительный прогресс в развитии численных и аналитических методов исследований нелинейных колебаний, универсальные методы расчетов установившегося режима движения в указанных системах разработаны недостаточно. Математические основы алгоритмов, использующихся в наше время, не соответствуют современному уровню развития методов нелинейной механики, плохо приспособлены для использования в более сложных и точных нелинейных моделях и к использованию современной вычислительной техники. В большинстве работ по динамическому синтезу параметры указанных систем рассматриваются как линейные модели, в значительной мере обусловленные громоздкостью и трудоёмкостью решения задач анализа для нелинейных систем [1–5]. Перечисленные факторы усложняют решение важных вопросов практики создания современных транспортных средств, форсированных, экономических, надежных и долговечных машинных агрегатов с ДВС, а также усложняют удешевление их конструирования и доводки [5].

Даже сейчас в области теории колебаний, связанных с ДВС, рассматриваются модели, в которых для упрощения не учитываются подвижные массы силового агрегата в полном объеме.

В задачах диагностики, для упрощения, приведенный момент инерции кривошипно-шатунного механизма считают постоянной величиной [6, 7]. А значит, не исследована значимость влияния подвижных масс современного ДВС от массово-геометрических параметров и компоновочных схем.

Для компенсации изменения приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма за его оборот необходимо использование специальных устройств, например, маховиков переменного момента инерции.

С другой стороны, особенностью развития двигателестроения последних лет можно назвать уменьшение рабочих объемов двигателей, их форсирование, уменьшение количества цилиндров. В результате некоторые, весьма популярные в свое время двигатели, например V-образные 8-цилиндровые, встречаются все реже и реже. Это приводит к тому, что количество

производимых двигателей с количеством цилиндров до 4 (включительно) значительно возрастает. Массово распространяются 1, 2 и 3-цилиндровые двигатели, которые долгое время не использовались. А значит и процессы, связанные с изменением приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма, должны в них учитываться.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Наиболее простым способом компенсации изменения приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма за его оборот является установка дополнительной маховой массы или маховика. Чем больше дополнительная маховая масса, тем меньше коэффициент неравномерности хода. Но применение такого простого подхода приводит к лишнему увеличению массы всей системы, снижению скоростных характеристик ДВС, ухудшению условий пуска двигателя и пр. Чтобы избежать этих недостатков, используют маховики переменного момента инерции, что несколько ограничено, хотя существуют довольно удачные конструкции, например [8]. Однако известные конструкции не компенсируют влияния изменения приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма за его оборот.

**Цель статьи.** Целью работы является разработка маховика переменного момента инерции для двигателя FP10C, позволяющего скомпенсировать влияние изменения приведенного момента инерции его кривошипно-шатунного механизма за оборот.

**Результаты исследований.** Двигатель FP10C представляет собой одноцилиндровый четырехтактный двигатель, основные технические характеристики которого приведены в таблице 1. Этот выбор был предопределен простотой конструкции и небольшой массой маховика переменного момента инерции для данного двигателя.

Сначала определим приведенный момент инерции кривошипно-шатунного механизма, воспользовавшись выражением [9] (кг·м<sup>2</sup>):

$$I_n = I_k + \lambda^2 \left( \frac{m_w ((L_w - x_L) \cdot \cos^2 \varphi - L_w)^2}{I_w \cos^2 \varphi} + \right) + m_n R^2 \sin^2 \varphi (1 + \lambda \cos \varphi)^2 \quad (1)$$

где  $I_k$  – момент инерции колена вала без противовесов относительно оси, проходящей через его центр масс, кг м<sup>2</sup>;  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;  $m_w$  – удельная масса шатуна, кг/мм<sup>2</sup>;  $L_w$  – длина шатуна, мм;  $x_L$  – относительное расстояние от оси поршневого пальца до центра масс шатуна;  $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала, град.;  $I_w$  – МИ шатуна относительно оси, проходящей через его центр масс, кг м<sup>2</sup>;  $R$  – радиус кривошипа, мм.

Таблица 1

Характеристики двигателя FP10C

Параметр	Единица измерения	Значение
Двигатель		
Мощность	к.с. (кВт)	2,5 (1,8)
Диаметр цилиндра	мм	38,8
Ход поршня	мм	28
Общий объем	см <sup>3</sup>	31
Расположение клапанов		OHV

Для двигателя FP10C были определены все необходимые массово-геометрические параметры, а именно:  $I_k = 7,957 \times 10^5$  кг·мм<sup>2</sup>;  $\lambda = 0,2947$ ;  $m_w = 21,542$  кг/мм<sup>2</sup>;  $L_w = 47,5$  мм;  $x_L = 30,21$  мм;  $I_w = 9,458 \times 10^3$  кг·мм<sup>2</sup>;  $R = 14$  мм. Согласно (1) построим закон изменения приведенного момента инерции (рис. 1).

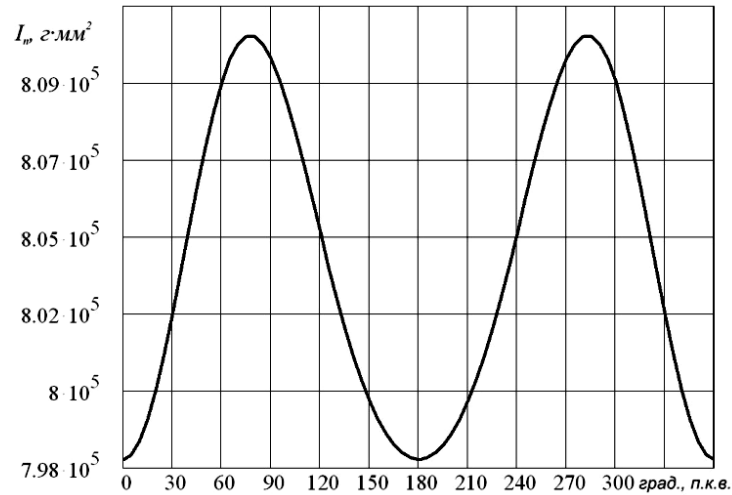


Рис. 1. Изменение приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма двигателя FP10C

Также был определен коэффициент изменения приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма для ДВС FP10C, который составил  $\delta_I = 0,015$ . Для того, чтобы скомпенсировать действие изменения приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма за оборот, необходимо подобрать функцию в противофазе ( $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ):

$$I_n^{inv} = \lambda^2 \left[ m_w \left( \frac{(L_w - x_L)^2 (2 \sin^2 \varphi - \sin^4 \varphi)}{-2 \cdot L_w (L_w - x_L) \sin^2 \varphi + L_w^2} \right) + I_w \sin^2 \varphi \right] + m_n R^2 \left[ \cos^2 \varphi + \frac{\lambda^2}{4} \cos^2 2\varphi - 2\lambda \cos \varphi + 2\lambda \cos^3 \varphi \right] \quad (2)$$

Для реализации закона (2) для ДВС FP10C был спроектирован упрощенный маховик переменного момента инерции, аналогичный конструкции [10]. Учитывая теорему Штейнера, определено расстояние от оси вращения до центра масс ползуна маховика переменного момента инерции, с центральным моментом инерции  $I_{пов}^c$  (мм):

$$r_{пов}^c = \sqrt{\frac{I_n^{inv} - I_{пов}^c}{m_{пов}}} \quad (3)$$

где  $m_{пов}$  – масса ползуна, г.

Функция (3) изображена на рисунке 2.

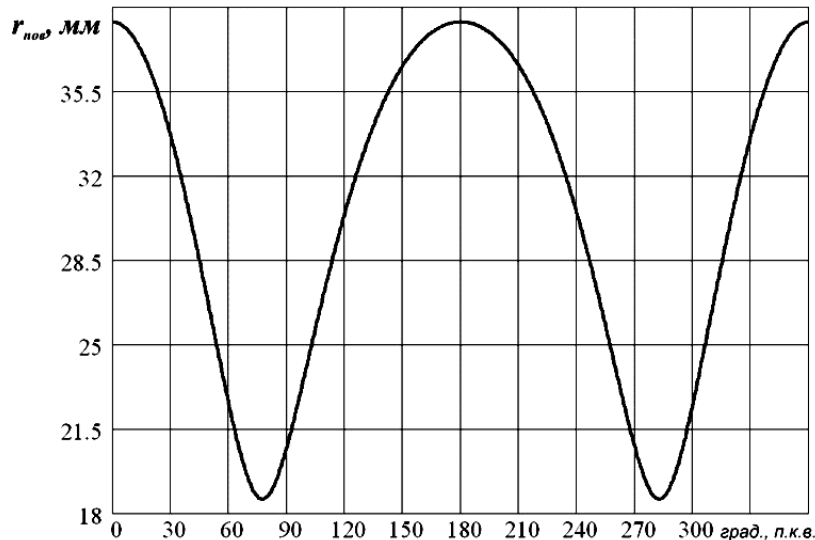


Рис. 2. Расстояние от оси вращения до центра масс ползуна маховика переменного момента инерции двигателя FP10C

Учитывая особенности конструкции двигателя FP10C, разработана конструкция маховика, изображенная на рисунке 3. Данный маховик состоит из оси ползуна 1, ползуна 2 и корпуса 3. Между ползуном 2 и его осью 1 установлена пружина. Она служит для увеличения прижимной силы ползуна к корпусу при низкой частоте вращения коленчатого вала.

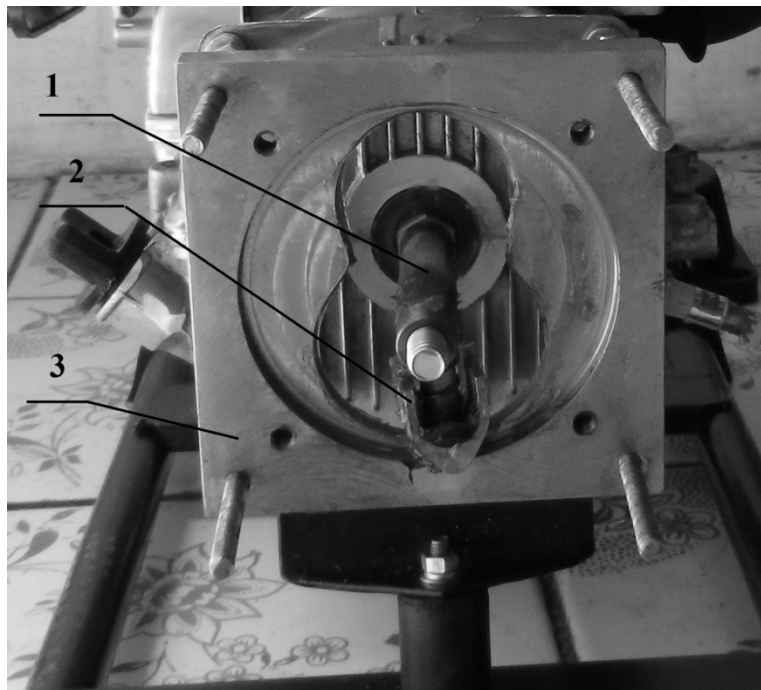


Рис. 3. Маховик переменного момента инерции для двигателя FP10C

Из-за значительного изменения расстояния от оси вращения до центра масс ползуна (рис. 2), в ползуне 2 был сделан паз для вала 1. В результате чего ползун не заклинивает маховик в местах, где это расстояние минимально.

**Вывод.** Предложена конструкция маховика переменного момента инерции для двигателя FP10C, компенсирующего изменение приведенного момента инерции его кривошипно-шатунного механизма за один оборот коленчатого вала.

#### Список использованной литературы:

1. Долгов К.О. Улучшение уравновешенности, массогабаритных показателей и характеристик колебаний поршневого двигателя на основе совершенствования его компоновочной схемы : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.04.02 "Тепловые двигатели" / Долгов Кирилл Олегович ; Волгоградский гос. тех. ун-т. – Волгоград, 2006. – 185 с. – С. 167–180.
2. Васильев В.А. Снижение потерь энергии в гибридном приводе автомобиля за счет уменьшения влияния пульсационной составляющей крутящего момента ДВС и применения рациональной схемы : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.03 "Колесные и гусеничные машины" / Васильев Владимир Андреевич ; Ижевский гос. тех. ун-т. – Ижевск, 2007. – 166 с. – С. 131–144.
3. Гудков А.В. Снижение нагрузок в трансмиссии автомобиля, вызываемых крутильными колебаниями : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.03 "Автомобили и тракторы" / Гудков Александр Васильевич ; Горьковский с/х ин-т. – Горький, 1984. – 201 с. – С. 158–174.
4. Савустьянов В.В. Исследование динамических процессов в карданных передачах тяжелых мотоциклов : дис. ... канд. техн. наук / В.В. Савустьянов. – К., 1982 – 169 с.

5. Александров Е.Е. Динамический синтез нелинейных моделей машинных агрегатов с ДВС / Е.Е. Александров, В.М. Шатохин, С.В. Гущенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 5. – С. 100–104.
6. Гребенников А.С. Диагностирование автотракторных двигателей по внутрицикловым изменениям угловой скорости коленчатого вала: способы, средства, технологи : дис. ... докт. техн. наук : спец. 05.20.03 "Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве" / Гребенников Александр Сергеевич ; Саратовский гос. тех. ун-т. – Саратов, 2002. – 292 с. – С. 238–275.
7. Борщенко Я.А. Разработка метода диагностирования автомобильных дизелей по неравномерности вращения коленчатого вала : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.22.10 «Эксплуатация автомобильного транспорта» / Ярослав Анатольевич Борщенко ; Курган. гос. ун-т. – К., 2003. – 21 с.
8. Yasunari Kimura. Variable Flywheel Mechanism and Flywheel Apparatus: Patent Application Publication United States US 2007/0179012 A1, МПК F16H57/08. / Yasunari Kimura, Takao Tsuboi, Tsuneo Endoh. – № P2006-022445; Filed 31.01.2006, Publish 02.08.2007 Appl. № 11/699,368.
9. Ильченко А.В. Приведений момент інерції кривошипно-шатунного механізму одноциліндрового поршневого двигуна внутрішнього згорання / А.В. Ильченко, Ю.О. Кубрак, В.О. Ломакин // Вісник Нац. тех. ун-ту "ХПІ" / Тематичний випуск : Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків : НТУ ХПІ, 2011. – № 10. – 148 с. – С. 23–32.
10. Маховик змінного моменту інерції : патент № 94321 С2 Україна, МПК (2006.01) F16F 15/30 / А.В. Ильченко, В.О. Ломакин. – № а200910011; Заявлено 01.10.2009; Опубл. 26.04.2011, Бюл. № 8. – 8 с.

#### References:

1. Dolgov, K.O. (2006), *Uluchshenie uravnoveshennosti, massogabaritnykh pokazateley i kharakteristik kolebaniy porshneвого dvigatelya na osnove sovershenstvovaniya ego komponovochnoy skhemy: dissertation*, Volgogradskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet, Volgograd, 185 p.
2. Vasil'ev, V.A. (2007), *Snizhenie poter' energii v gibridnom privode avtomobilya za schet umen'sheniya vliyaniya pul'satsionnoy sostavlyayushchey krutyashchego momenta DVS i primeneniya ratsional'noy skhemy: dissertation*, Izhevskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet, Izhevsk, 166 p.
3. Gudkov, A.V. (1984), *Snizhenie nagruzok v transmissii avtomobilya, vyzyvaemykh krutil'nymi kolebaniyami: dissertation*, Gor'kovskiy sel'sko-khozyaystvennyy institut, Gor'kiy, 201 p.
4. Savust'yanov, V.V. (1982), *Issledovanie dinamicheskikh protsessov v kardannykh peredachakh tyazhelykh mototsiklov: dissertation*, Kyiv, 169 p.
5. Aleksandrov, E.E., Shatokhin, V.M. and Gushchenko, E.V. (2004), "Dinamicheskyy sintez nelineynykh modeley mashinnykh agregatov s DVS", *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, No. 5, pp. 100–104.
6. Grebennikov, A.S. (2002), *Diagnostirovanie avtotraktornykh dvigateley po vnutritsiklovym izmeneniyam uglovooy skorosti kolenchatogo vala: sposoby, sredstva, tekhnologii: dissertation*, Saratovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet, Saratov, 292 p.
7. Borshchenko, Ya.A. (2003), *Razrabotka metoda diagnostirovaniya avtomobil'nykh dizeley po neravnomernosti vrashcheniya kolenchatogo vala: Author's abstract*, Kurgan. gos. un-t, Kurgan, 21 p.
8. Kimura Y., Tsuboi, T. and Endoh, T., Honda Motor CO., LTD. (2007), *Variable Flywheel Mechanism and Flywheel Apparatus*, Patent Application Publication United States, US 2007/0179012 A1.
9. Il'chenko, A.V., Kubrak, Ju.O. and Lomakin, B.O. (2011), "Pryvedenyj moment inercii' kryvoshypno-shatunnogo mehanizma odnocylindrovogo porshneвого dvyguna vnutrishn'ogo

zgorjannja”, *Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universytetu "HPI". Novi rishennja v suchasnyh tehnologijah*, special issue, No. 10, pp. 23–32.

10. Il'chenko, A.V. and Lomakin, B.O., Zhytomys'kyj derzhavnyj tehnologichnyj universytet (2011), *Mahovyk zminnogo momentu inercii'*, Derzhavnyj departament intelektual'noi' vlasnosti, Kyiv, Ukraine, Patent No. 94321 S2.

ЛОМАКИН Владимир Александрович – старший преподаватель, факультет инженерной механики Житомирского государственного технологического университета.

Научные интересы:

- двигатели внутреннего сгорания;
- теория колебаний.

Статья поступила в редакцию 16.08.2016