

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Ломакін Володимир Олександрович



УДК 621.43

**ЗМЕНШЕННЯ НЕРІВНОМІРНОСТІ ХОДУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО
ЗГОРЯННЯ УДОСКОНАЛЕННЯМ КОНСТРУКЦІЇ МАХОВИКА**

Спеціальність 05.05.03 – Двигуни та енергетичні установки

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ – 2018

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Житомирському державному технологічному університеті (ЖДТУ) Міністерства освіти і науки України на кафедрі автомобілів і транспортних технологій.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Грабар Іван Григорович,
Житомирський національний агроекологічний
університет,
завідувач кафедри процесів, машин і обладнання.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Абрамчук Федір Іванович,
Харківський національний автомобільно-дорожній
університет,
завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння;

кандидат технічних наук, доцент
Неженцев Олексій Борисович,
Національний технічний університет України «Київський
політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
доцент кафедри прикладної механіки.

Захист відбудеться "18" травня 2018 р. о 12.00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.059.03 в Національному транспортному університеті за адресою: 01010, м. Київ, вулиця Омеляновича-Павленка, 1, ауд. 333.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного транспортного університету за адресою 01103, м. Київ, вулиця Бойчука, 42.

Автореферат розісланий "14" квітня 2018 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



С.В. Ковбасенко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Актуальність теми. До основних задач двигунобудування та автомобілебудування відноситься зниження рівня вібраційних навантажень від двигуна на агрегати та конструкцію транспортних засобів. Ця задача безпосередньо пов'язана зі збільшенням ресурсу та ефективності роботи вузлів і агрегатів двигунів та транспортних засобів, зниженням їх матеріалоемності, підвищенням комфортності, довговічності, екологічності тощо.

В сучасних двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) широко використовуються гасії крутильних коливань колінчастого вала, які дозволяють зменшити вібраційні навантаження від робочих процесів шляхом розсіювання енергії. Поруч з ними часто використовують двомасові маховики, які дозволяють значно зменшити крутильні коливання, що передаються в трансмісію. Незважаючи на те, що двомасові маховики широко застосовуються в сучасних ДВЗ, вони незначно впливають на рівномірність його ходу та на коливальні процеси, що відбуваються безпосередньо в самому двигуні.

Однією з причин виникнення коливальних процесів в поршневих ДВЗ є зміна приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму (КШМ) протягом одного оберту, що обумовлена його конструкцією. Досі часто розглядаються математичні моделі, в яких для спрощення не враховуються рухомі маси силового агрегату в повному обсязі, а саме вони призводять до зміни приведенного моменту інерції КШМ протягом одного оберту. Внаслідок цього, приведений момент інерції КШМ часто вважають постійним, що значно спрощує розрахункові моделі.

Визначення закономірностей зміни приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ протягом одного оберту дозволяє створити маховик змінного моменту інерції, що значно зменшує вплив зміни приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ за один оберт на коливальні процеси та нерівномірність ходу двигуна.

Таким чином, створення маховика змінного моменту інерції для ДВЗ є актуальною задачею, вирішення якої є одним з факторів зменшення нерівномірності ходу та підвищення енергоефективності ДВЗ.

Використання маховиків змінного моменту інерції разом з гасіями коливань або двомасовими маховиками дозволяє підвищити ефективність роботи останніх.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження, узагальнені в дисертації, проводились протягом 2006-2018 років відповідно до «Транспортної стратегії України на період 2020 року», схваленої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 20 жовтня 2010р. №2174-р, «Концепції розвитку транспортно-дорожнього комплексу України на середньостроковий період і до 2020 року» та наукового напрямку кафедри «Автомобілів і транспортних технологій» Житомирського державного технологічного університету і пов'язані з науково-дослідною роботою № 430

«Удосконалення маховика одноциліндрового двигуна внутрішнього згоряння» (номер держреєстрації 0116U005301).

Мета та задачі дослідження. Мета роботи полягає в удосконаленні конструкції маховика ДВЗ, що компенсує зміну приведенного моменту інерції його КШМ протягом оберту, яке спрямоване на зменшення нерівномірності ходу та пов'язаних з цим коливальних процесів, що приводить до підвищення енергоефективності ДВЗ.

Для досягнення поставленої мети поставлені та вирішені наступні **задачі**:

- розроблення математичних моделей зміни положення центра мас та приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ в залежності від його масово-геометричних параметрів та перевірка їх адекватності;
- аналіз зміни положення центра мас та приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ в залежності від його масово-геометричних параметрів в усьому діапазоні, що рекомендується при проектуванні ДВЗ;
- розроблення способу визначення сумарного моменту ДВЗ, з урахуванням зміни приведенного моменту інерції його КШМ;
- розроблення практичних рекомендацій щодо вибору масово-геометричних параметрів ДВЗ для зменшення нерівномірності ходу та зміни приведенного моменту інерції;
- зменшення нерівномірності ходу ДВЗ за рахунок використання запропонованого маховика зі змінним моментом інерції.

Об'єкт дослідження – зменшення нерівномірності ходу поршневого ДВЗ удосконаленням конструкції його маховика.

Предмет дослідження – вплив змінного моменту інерції маховика ДВЗ на його нерівномірність ходу.

Методи досліджень. Для досягнення поставленої мети в роботі використано: методи теорії вимірювань та теорії інформації; методи математичного моделювання; методи статистичної обробки результатів вимірювань. Результати теоретичних досліджень порівнюються з результатами, що отримані за допомогою комп'ютерного моделювання, експериментальних даних та дорожніх випробувань. Дослідження виконані на основі розроблених програмно-апаратних комплексів: для визначення моменту інерції методом маятникових коливань; для вимірювання нерівномірності ходу колінчастого вала поршневого ДВЗ. Достовірність отриманих результатів забезпечується використанням обґрунтованих методик і програмних засобів чисельного моделювання, узгодженням розрахунків виконаних різними методами, а також задовільною відповідністю результатів експериментальних даних теоретичним розрахункам, одержаних особисто, та даними інших дослідників.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. Введено поняття коефіцієнта зміни положення центра мас КШМ та запропоновано вираз для його визначення, що дозволяє оцінювати зміну положення центра мас КШМ ДВЗ в залежності від кута повороту колінчастого вала.
2. Введено поняття коефіцієнта зміни приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ та запропоновано вираз для його визначення, що дозволяє оцінювати зміну

приведеного моменту інерції КШМ ДВЗ в залежності від кута повороту колінчастого вала.

3. Встановлено, що для зменшення нерівномірності ходу ДВЗ необхідно удосконалити конструкцію маховика, або обирати рекомендовані для цього масово-геометричні параметри його КШМ на стадії проектування.

Практичне значення одержаних результатів:

- розроблено математичні моделі зміни положення центра мас та приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ в залежності від його масово-геометричних параметрів;

- розроблено рекомендації щодо вибору масово-геометричних параметрів при конструюванні ДВЗ для мінімізації впливу приведенного моменту інерції КШМ на нерівномірність його ходу;

- запропоновано конструкцію маховика змінного приведенного моменту інерції протягом одного оберту, що забезпечує легкий пуск, зменшує нерівномірність ходу, покращує параметри прийомистості ДВЗ [Патент України № 94321 С2 від 26.04.2011р., Бюл. № 8];

- запропоновано спосіб експериментальної реєстрації сумарного моменту поршневого ДВЗ з урахуванням зміни приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ [Патент України № 85252 С2 від 24.01.2007р., Бюл. № 1];

- результати дисертаційної роботи впроваджено на підприємствах ДП «Житомирський бронетанковий завод» та ПП ТОВ «Даніко», а також у навчальний процес Житомирського державного технологічного університету.

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні положення дисертаційної роботи отримано здобувачем особисто. Робота [19] була написана здобувачем одноосібно. В публікаціях, написаних у співавторстві, здобувачеві належать: глави 1, 3, 4, розділи 2.1, 2.2, 2.4 та частина розділу 2.3, в якій наведено математичне моделювання приведенного моменту інерції КШМ двигунів з кількістю циліндрів до 4-х включно [1], розроблення та перевірка математичної моделі зміни положення центра мас КШМ ДВЗ [2], розроблення математичної моделі зміни моменту інерції [3, 26], проведено аналіз математичної моделі зміни приведенного моменту інерції КШМ одноциліндрового поршневого двигуна та введено поняття коефіцієнта зміни приведенного моменту інерції КШМ δ_I [4, 23], розроблення вимірювальної частини описаного програмно-апаратного комплексу, розроблення методології проведення експериментальних досліджень [5, 7], розроблення математичної моделі зміни приведенного моменту інерції КШМ для одноциліндрового двигуна з дезаксажем осі поршневого пальця [6], розповсюдження застосування розробленої математичної моделі зміни приведенного моменту інерції КШМ одноциліндрового двигуна на багатоциліндрові рядні двигуни з кількістю циліндрів до 4-х включно [8], запропонована частина конструкції маховика, який дозволить зменшити нерівномірність ходу [9, 21], аналіз критеріїв для оцінки нерівномірності ходу двигуна [10, 27], визначення критеріїв, яким повинен відповідати програмно-апаратний комплекс для аналізу нерівномірності ходу двигуна МеМЗ-2457 [11], розроблення математичної моделі зміни приведенного моменту інерції КШМ з причіпним шатуном [12],

проведення аналізу експериментальних даних нерівномірності ходу [13], розроблення математичної моделі зміни моменту інерції КШМ, запропоновано модель шатуна [14], проведення аналізу впливу масово-геометричних параметрів КШМ на його приведений момент інерції [15], побудова регресійної моделі нерівномірності ходу MeM3-2457 та аналіз впливу зміни приведенного моменту інерції на сумарний момент двигуна [16], запропоновано критерії для оцінки впливу зміни приведенного моменту інерції КШМ на коливальні процеси [17, 18, 25], розповсюдження застосування розробленої математичної моделі зміни приведенного моменту інерції КШМ одноциліндрового двигуна на багатоциліндрові V-подібні з кількістю циліндрів до 4-х включно [20, 24], проведення експериментальних досліджень та аналіз результатів [22].

У патенті [29] автору належить ідея конструкції частини маховика, яка дозволяє змінювати момент інерції, у патенті [28] автору належить ідея теоретичної основи для визначення крутного моменту двигуна на стаціонарних режимах.

Апробація результатів дисертації. Результати дисертаційної роботи доповідалися та схвалені на X, XI, XII, XIII, XIV та XVIII міжнародних науково-технічних конференціях «Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы» (Севастополь 2007 – 2011); на 73 та 74 міжнародній науково-практичній конференції «Mechanics, 2008» та «Mechanics, 2010» (Rzeszow, 2008, 2010); на I науково-практичному семінарі «Інноваційні технології в автомобільному транспорті» в Житомирському державному технологічному університеті (Житомир 2007), на 33, 35, 36 науково-практичних конференціях присвячених Дню університету Житомирському державному технологічному університеті (Житомир, 2008, 2010, 2011); міжнародній науково-практичній конференції присвяченій 85-річчю Харківського національного автомобільно-дорожнього університету «Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті» (Харків 2015).

Публікації. Основні результати дисертації опубліковано у 29 наукових працях, зокрема, 1 монографія (у співавторстві), 18 – у фахових виданнях України, 3 – у закордонних наукових періодичних виданнях, 2 патенти України, 5 – у матеріалах і тезах конференцій.

Структура й обсяг дисертаційної роботи. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, висновків та списку використаної літератури. Повний обсяг дисертації складає 194 сторінки, з них 147 сторінок основного тексту, 64 рисунки, 17 таблиць, бібліографія з 128 джерел на 14 сторінках, 5 додатків на 18 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі розкрито актуальність теми дисертаційної роботи, мета і задачі дослідження. Викладено основні положення, які виносяться на захист, наукова новизна і практичне значення одержаних результатів, відомості про апробації та публікації основних результатів роботи, її обсяг та структуру.

У першому розділі проведено аналіз відомих методів приведення мас та визначення моменту інерції деталей КШМ, проаналізовано втрати енергії в приводі автомобіля за рахунок нерівномірності ходу ДВЗ. Встановлено, що наявні методи приведення мас деталей КШМ розглядають приведений момент інерції КШМ ДВЗ як постійний, нехтуючи змінною складовою, що спрощує задачу. Спрощено визначати момент інерції від мас, що рухаються поступально, за допомогою розкладання в ряд функцій їх руху пропонують такі вчені: Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф., Васильев В.А., Долгов К.О. та інші автори. Але при вивченні коливальних процесів, пов'язаних з ДВЗ, трансмісією та рушієм транспортного засобу, приведений момент інерції силової установки розглядають більш детально. Серед науковців, які досліджували вплив змінної складової приведенного моменту інерції КШМ слід відзначити роботи Савустьянова В.В., Лашко В.О., Лейбовича М.В., Тер-Мкртічяна Г.Г., Кутенєва В.Ф., Яманіна О.І., Карпова М.А., Гребеннікова О.С., Тирлового С.І., Башкова В.М.. Аналіз інформації, що представлена в огляді, показує, що для вирішення більшості практичних задач вплив зміни приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ на нерівномірність ходу багатьма авторами вважається несуттєвим, тому його вважають постійним. Особливо актуальним вивчення впливу змінної складової приведенного моменту інерції КШМ на роботу ДВЗ є в двигунах з невеликою кількістю циліндрів.

Виходячи зі сказаного, сформульовані мета і задачі дослідження, визначено загальний підхід до вирішення поставлених задач.

У другому розділі представлено результати математичного моделювання зміни положення центра мас КШМ ДВЗ та зміни його приведенного моменту інерції для одно- та багатоциліндрових двигунів.

Для одноциліндрового КШМ полярні координати його центра мас можуть бути визначені за формулою:

$$r = a \cos \varphi + b, \quad (1)$$

де a – амплітуда (відстані від осі обертання колінчастого вала до центра мас КШМ), мм;

φ – кут повороту колінчастого вала ДВЗ, °;

b – середнє значення відстані від осі обертання колінчастого вала до центра мас КШМ за оберт, мм.

Враховуючи масово-геометричні параметри КШМ a та b можна представити в наступному вигляді:

$$a = \frac{R\sqrt{2}}{m_u + m_n + m_k} \times \sqrt{(m_u + m_n)^2 - m_u x_L \frac{1}{L} (m_u + m_n + m_k k R) + m_k k R (m_u + m_n)},$$

$$b = \frac{1}{m_u + m_n + m_k} \times \sqrt{-2m_u^2 L x_L (m_u + m_n) + L^2 (m_u + m_n)^2 + m_u^2 x_L^2 - R^2 [(m_u + m_n)^2 - m_k^2 x_L k^2] + 2m_u x_L \frac{R^2}{L} (m_u + m_n + m_k k)}, \quad (2)$$

де R – радіус кривошипа, мм;

m_u – маса шатуна, г;

m_n – маса поршневої групи, г;

m_k – маса неврівноваженої частини одного коліна вала без противаг, г;

L – довжина шатуна, мм;

x_L – відносна відстань від осі пальця до центра мас шатуна;

k – відносна відстань від осі колінчастого вала до центра мас одного коліна вала без противаг.

В результаті проведеного аналізу встановлено, що за сумою абсолютних величин зміни амплітуди a та зміщення вздовж осі ординат b найвпливовішим параметрами є кінематичний параметр КШМ λ та радіус кривошипа R (рис. 1).

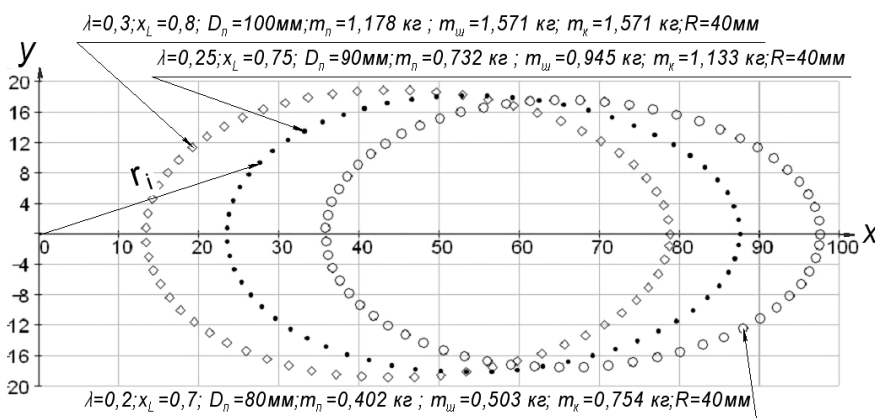


Рисунок 1 – Положення центра мас КШМ ДВЗ для певних масово-геометричних параметрів

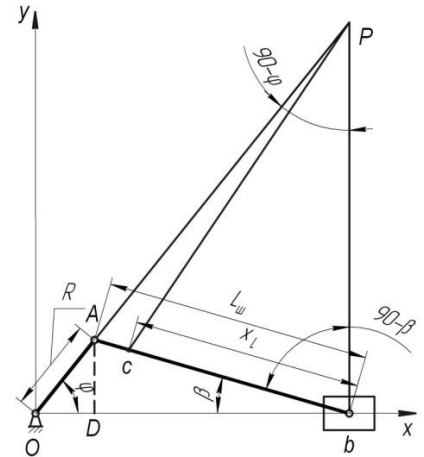


Рисунок 2 – Схема визначення кінетичної енергії елементів КШМ

Для можливості порівняння запропоновано оцінювати зміну положення центра мас КШМ ДВЗ коефіцієнтом δ_r , а зміну приведенного моменту інерції КШМ коефіцієнтом δ_I , які можуть бути визначені за формулами:

$$\delta_r = \frac{r_{\max} - r_{\min}}{r_{cp}}, \quad \delta_I = \frac{I_{\max} - I_{\min}}{I_{cp}}, \quad (3)$$

де $r_{\max}$, $I_{\max}$ – максимальна відстань та момент інерції за період;

$r_{\min}$, $I_{\min}$ – мінімальна відстань та момент інерції за період;

r_{cp} , I_{cp} – середня відстань та момент інерції за період.

Динамічна система ДВЗ є досить складною для дослідження. Тому її замінюють еквівалентною. Для цього необхідно забезпечити рівність як потенційних, так і кінетичних енергій обох систем. Для спрощення подальші викладки будуть вестися в межах припущення, що елементи КШМ є абсолютно жорсткими і не деформуються. Також будемо вважати, що на валу закріплені диски, кінетична енергія яких дорівнює кінетичній енергії дійсної системи.

Кінетичну енергію шатуна, кривошипа та поршневої групи можна визначити за формулами, Дж:

$$T_w = m_w \frac{V_w^2 \omega^2}{2} + I_w \frac{\omega_w^2}{2}, \quad T_k = I_k \frac{\omega^2}{2}, \quad T_n = m_n \frac{V_n^2}{2}, \quad (4)$$

де V_u^c – швидкість центра мас шатуна, м/с;

I_u – центральний момент інерції шатуна, кг·м²;

I_k – центральний момент інерції коліна вала, кг·м²;

I_n – центральний момент інерції поршневої групи, кг·м²;

ω – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

ω_u – частота обертання шатуна навколо осі, що проходить через центр мас, хв⁻¹;

V_n – швидкість поршня, м/с.

Значення кінетичних енергій шатуна T_u , поршневої групи T_n та коліна колінчастого вала T_k можна виразити в залежності від кута повороту колінчастого вала φ та масово-геометричних параметрів КШМ. Для цього необхідно визначити положення миттєвого центра швидкостей шатуна (точка Р, рис. 2) та використати відомі перетворення. Тоді приведений момент інерції всього механізму можна виразити наступним чином:

$$I_n \frac{\omega^2}{2} = T_\Sigma(\omega), \quad (5)$$

де I_n – приведений момент інерції механізму, кг·м²,

$T_\Sigma(\omega)$ – сумарна кінетична енергія всіх ланок механізму, Дж.

Враховуючи вираз (5) та значення кінетичних енергій шатуна T_u , поршневої групи T_n та коліна колінчастого вала T_k , приведений момент інерції одного коліна КШМ можна обчислити за формулою, кг·м²:

$$I_n = I_k + \lambda^2 \left(m_u \left((L_u - x_L) \cdot \cos^2 \varphi - L_u \right)^2 + I_u \cos^2 \varphi \right) + m_n R^2 \sin^2 \varphi (1 + \lambda \cos \varphi)^2. \quad (6)$$

Враховуючи вираз (6) та масово-геометричні параметри КШМ ДВЗ, що рекомендуються при проектуванні, проаналізуємо зміну приведенного моменту інерції одного коліна КШМ в усьому діапазоні можливих значень параметрів, без врахування маховика (рис. 3). В якості параметра, що характеризує зміну приведенного моменту інерції одного коліна КШМ обираємо коефіцієнт зміни приведенного моменту інерції δ_I . З виразу (6) встановлено, що максимальне значення приведенного моменту інерції одного коліна КШМ приймає при $\varphi=80^\circ$, мінімальне при $\varphi=0^\circ$, а період функції складає 180° .

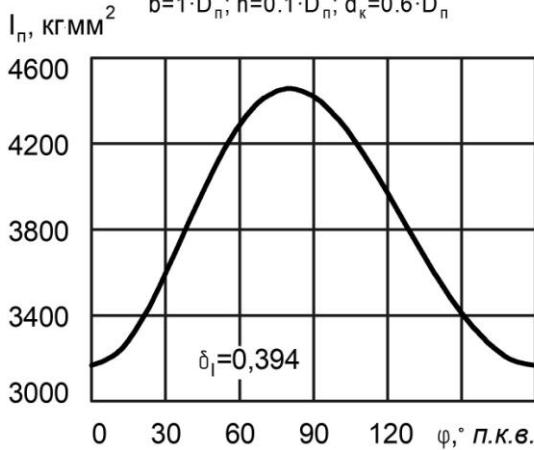
Було проаналізовано найбільш розповсюджені схеми КШМ стосовно коефіцієнта зміни приведенного моменту інерції δ_I . В результаті було встановлено, що коефіцієнт зміни приведенного моменту інерції δ_I може приймати суттєві значення при кількості циліндрів до 4 включно, незалежно від схеми розташування циліндрів, а потім стрімко зменшується до нуля.

У третьому розділі представлено результати експериментального дослідження зміни моменту інерції КШМ двигуна Д-3 та нерівномірності ходу двигуна MeM3-2457.

Для експериментального дослідження значень приведенного моменту інерції ДВЗ було розроблено спеціальний програмно-апаратний комплекс, що дозволяє

визначити момент інерції тіл методом крутильних коливань. Для проведення досліджень було обрано КШМ одноциліндрового двотактного двигуна Д-3. В результаті було встановлено, що відносна похибка визначення приведенного моменту інерції експериментально та за допомогою (6) складає 2,5%.

Масово-геометричні параметри КШМ: $\lambda=0,3$; $R=50$ мм; $D_n=60$ мм; $h_1=0,25 \cdot D_n$; $d_r=0,275 \cdot D_n$; $R'=10$ мм; $r'=9$ мм; $I_{ш}=0,33 \cdot D_n$; $d_n=0,22 \cdot D_n$; $d_{ш}=0,5 \cdot D_n$; $I_k=0,4 \cdot D_n$; $m_n=150$ кг/мм²; $I_{кр}=0,45 \cdot D_n$; $b=1 \cdot D_n$; $h=0,1 \cdot D_n$; $d_k=0,6 \cdot D_n$



Масово-геометричні параметри КШМ: $\lambda=0,3$; $R=21$ мм; $D_n=100$ мм; $h_1=0,35 \cdot D_n$; $d_r=0,461 \cdot D_n$; $R'=4,5$ мм; $r'=3,5$ мм; $I_{ш}=0,33 \cdot D_n$; $d_n=0,28 \cdot D_n$; $d_{ш}=0,7 \cdot D_n$; $I_k=0,5 \cdot D_n$; $m_n=80$ кг/мм²; $I_{кр}=0,45 \cdot D_n$; $b=1,25 \cdot D_n$; $h=0,1 \cdot D_n$; $d_k=0,8 \cdot D_n$

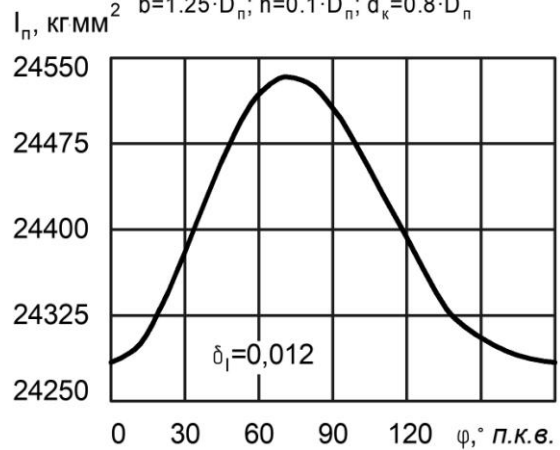


Рисунок 3 – Залежність приведенного моменту інерції КШМ від його масово-геометричних параметрів

Експериментальні дослідження нерівномірності ходу проводили на автомобілі ЗАЗ-1103 «Славута» з двигуном МеМЗ-2457. Для чого було створено відповідний програмно-апаратний комплекс.

В якості датчика використали модуль HEDS-9040 та кодове колесо HEDS-6140#B13 фірми AVAGO technologies, які дозволяють отримати 1000 імпульсів на один оборот колінчастого вала. Для забезпечення достатньої точності вимірювання інтервалів часу було використано кварцевий резонатор 24,576 МГц, що привело до похибки дискретизації на рівні 0,38 % при частоті обертання двигуна 5600 хв⁻¹.

Враховуючи особливості протікання робочих процесів в двигуні внутрішнього згоряння, а також рекомендації інших авторів, для проведення експериментальних досліджень обсяг вибірки буде складати 240 послідовних циклів роботи.

Експериментальні дослідження нерівномірності ходу двигуна внутрішнього згоряння МеМЗ-2457 проводилось в режимі повного навантаження під час руху на підйом 12% (протяжністю 400 м) та підйом 10 % (протяжністю 350 м) на 3-й передачі коробки передач (рис. 4а – 4б), а також в режимах без навантаження при частотах: 1000 хв⁻¹; 2000 хв⁻¹; 3100 хв⁻¹, (рис. 5а – 5г).

Аналізувалась нерівномірність ходу, що вноситься кожним циліндром δ_i та по двигуну внутрішнього згоряння в цілому δ .

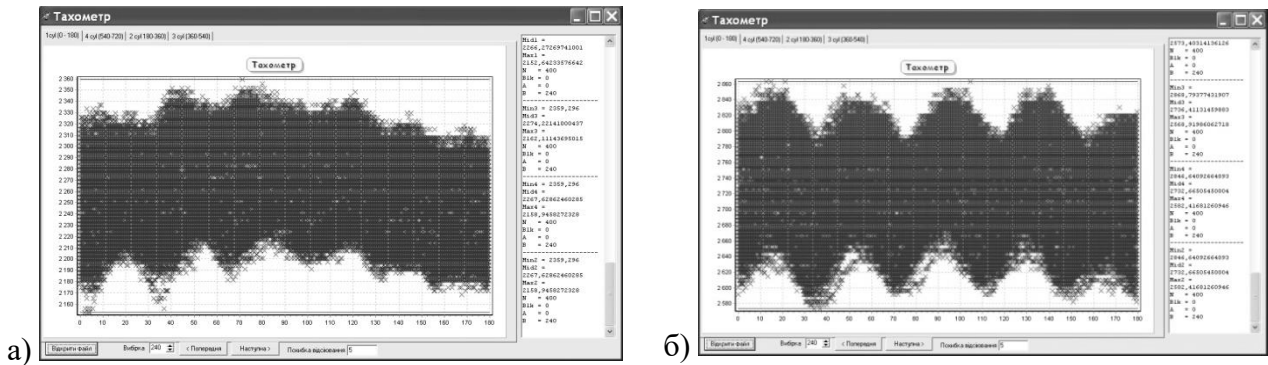


Рисунок 4 – Експериментальні дані нерівномірності ходу MeM3-2457 в режимах повного навантаження

В результаті експериментальних досліджень було визначено коефіцієнт нерівномірності ходу двигуна δ MeM3-2457 в режимах повного навантаження: $n_{\text{ср}}=2271 \text{ хв}^{-1}$, $\delta=0,098$, $n_{\text{ср}}=2735 \text{ хв}^{-1}$, $\delta=0,12$; та режимах холостого ходу: $n_{\text{ср}}=566 \text{ хв}^{-1}$, $\delta=0,236$, $n_{\text{ср}}=1019 \text{ хв}^{-1}$, $\delta=0,143$, $n_{\text{ср}}=2162 \text{ хв}^{-1}$, $\delta=0,082$, $n_{\text{ср}}=3205 \text{ хв}^{-1}$, $\delta=0,08$.

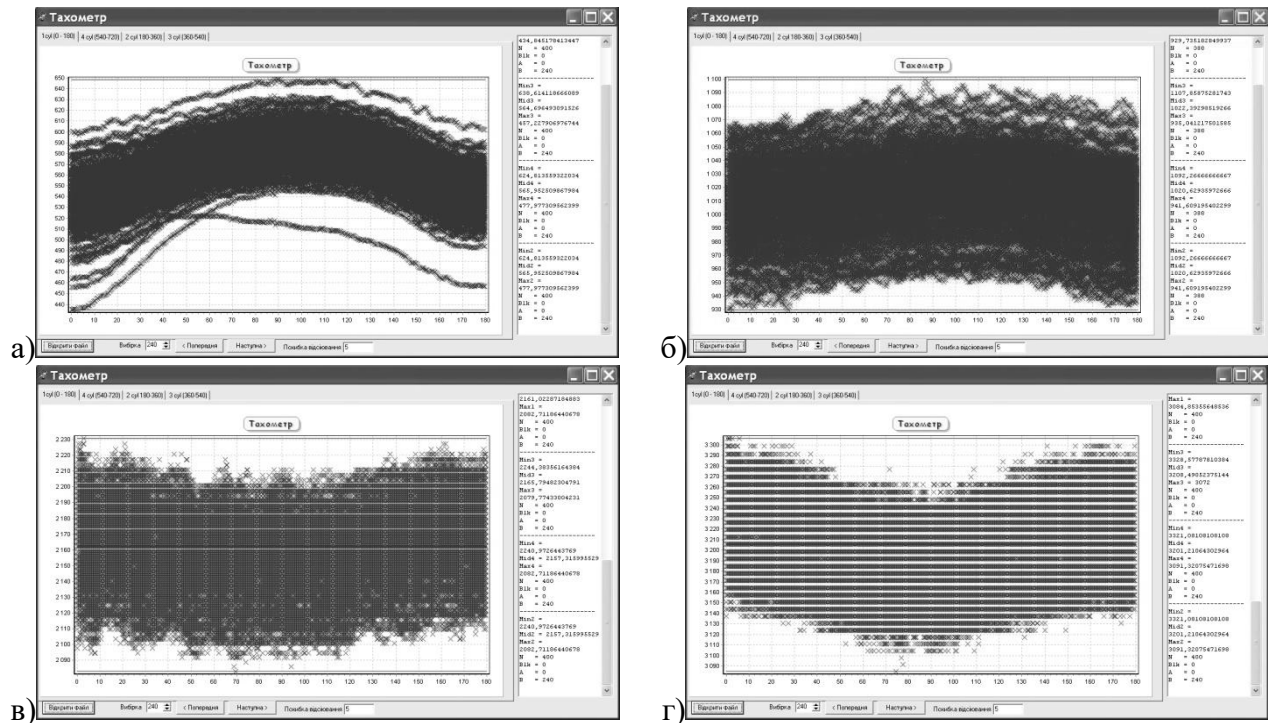


Рисунок 5 – Експериментальні дані нерівномірності ходу MeM3-2457 в режимах холостого ходу

У четвертому розділі представлено результати аналізу експериментальних досліджень нерівномірності ходу двигуна MeM3-2457. Внаслідок того, що датчик знаходився найближче до кривошипа 1-го циліндра, сигнал роботи якого найменше спотворений крутильними коливаннями, було проаналізовано лише цей циліндр.

Для проведення аналізу було обрано метод найменших квадратів. В якості функції було обрано перші 5 елементів ряду Фур'є $\beta_0 + \beta_1 \cos(x) + \beta_2 \sin(x) + \beta_3 \cos(2x) + \beta_4 \sin(2x)$. Лінійні параметри моделі β_n , $n=1 \dots 5$ було визначено в системі MathCAD для кожного експериментального значення

частоти обертання. Результати розрахунків представлено в таблиці 1. Всі регресійні моделі були перевірені на адекватність.

Таблиця 1 – Результати розрахунків коефіцієнтів регресійної моделі

Режими без навантаження					
Середня частота обертання, хв^{-1}	β_0	β_1	β_2	β_3	β_4
566	543.859	-1.276	37.252	-7.394	-3.213
1019	1005.932	2.759	10.388	-2.333	-4.271
2161	2160.804	-1.794	0.754	7.804	-0.63
3205	3203.027	3.877	0.992	18.265	-6.248
Режими з навантаженням					
2270	2261.816	4.481	8.449	-10.29	1.324
2735	2749.973	11.467	-24.351	-13.964	-9.714

Було проаналізовано усталений режим роботи МеМЗ-2457. Приведений момент інерції КШМ I_n та сумарний момент M_Σ зовнішніх сил, які його навантажують будуть такими, що закон руху всього механізму буде повністю співпадати з законом руху колінчастого вала. Тобто M_Σ є еквівалентом всього навантаження, що діє на ДВЗ. Маса всіх ланок КШМ (точніше їх інертність) теж приводяться до колінчастого вала і замінюються сумарним приведеним моментом інерції I_n . Використавши рівняння Лагранжа 2-го роду, розгорнуту індикаторну діаграму та вираз приведенного моменту інерції для КШМ МеМЗ-2457, можна побудувати теоретичну модель нерівномірності ходу при умовах: постійності приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ ($I_n = \text{const}$) та якщо його вважати змінним ($I_n = \text{var}$) згідно з виразом (6) (рис. 6). Нерівномірність ходу в цьому випадку складає $\delta = 0,4\%$ та $\delta = 0,2\%$, відповідно.

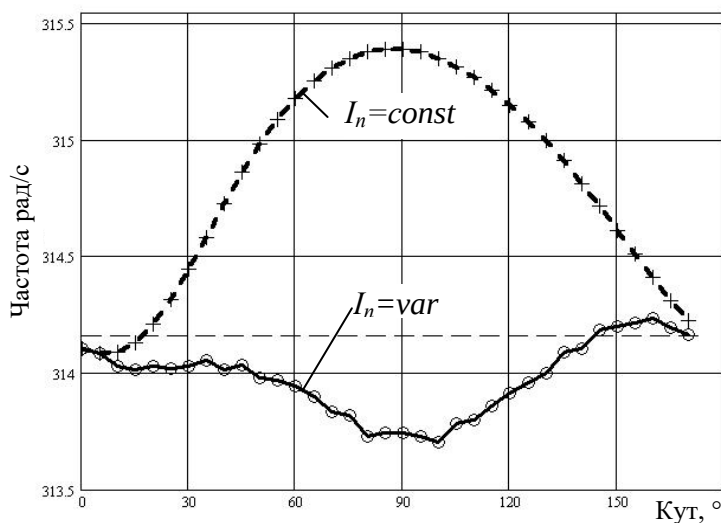


Рисунок 6 – Нерівномірність ходу двигуна МеМЗ-2457 протягом одного оберт

Для аналізу впливу зміни приведенного моменту інерції I_n на кінетичну енергію коливань відносно умови $I_n = \text{const}$, була визначена площа, що обмежена між кривими M_Σ при $I_n = \text{var}$ та $I_n = \text{const}$. В результаті встановлено, що зміна приведенного моменту інерції I_n збільшує кінетичну енергію коливань на усталеному режимі на 2,1% та 13,1%, або навпаки зменшує її на 23,3% та 13,7%. Зменшення кінетичної енергії коливань

відбувається за рахунок наростання коливальних процесів колінчастого вала на цих режимах та незбігу фаз цих коливань з законом зміни I_n .

У п'ятому розділі запропоновано спосіб експериментальної реєстрації сумарного моменту поршневого ДВЗ та проаналізовано вплив маховика змінного моменту інерції на нерівномірність ходу та паливну економічність одноциліндрового ДВЗ «FP10C».

Сутність запропонованого способу полягає в наступному: у процесі роботи ДВЗ на усталеному режимі сумарний момент M_{Σ} , а отже і потужність, не залишаються постійними величинами, а являють собою періодичну функцію кута повороту колінчастого вала, що обумовлюється особливостями протікання робочого процесу в окремих циліндрах двигуна та кінематичними властивостями його КШМ.

При цьому колінчастий вал одержує періодичні імпульси крутного моменту. Тобто відхиляє його миттєві значення від середньої величини сумарного моменту опору M_w , що викликає періодичну зміну кутової швидкості колінчастого вала. Враховуючи рівняння руху навколо осі колінчастого вала, цей момент можна записати у вигляді:

$$M_{\Sigma} = M_{кр} - M_w = \frac{d}{d\varphi} \left(\frac{I(\varphi)\omega^2}{2} \right) = I(\varphi)\omega \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI(\varphi)}{d\varphi}. \quad (7)$$

Вираз (7) дозволяє визначати миттєві значення сумарного моменту на усталених та неусталених режимах роботи ДВЗ, враховуючи зміну приведенного моменту інерції його КШМ (6).

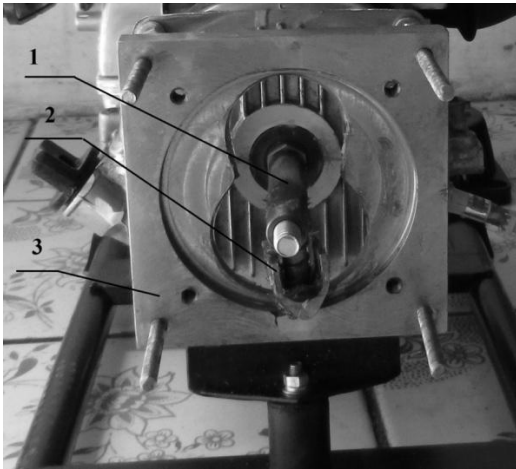
Для того, щоб компенсувати вплив зміни приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ, було запропоновано конструкцію маховика змінного моменту інерції на прикладі одноциліндрового чотиритактного двигуна FP10C. Загальний вигляд маховика змінного моменту інерції та закон зміни відстані повзуна для двигуна FP10C зображено на рис.7 та рис.8. Маховик складається з куліси з'єднаної з колінчастим валом 1, повзуна 2, який рухається по траєкторії напрямної 3 і змінює момент інерції за один оберт (рис.7).

Загальний вигляд програмно-апаратного комплексу, що розроблено для дослідження роботи двигуна FP10C з маховиком змінного моменту інерції наведено на. рис. 9. Для забезпечення достатньої точності вимірювання інтервалів часу в даному програмно-апаратному комплексі було використано кварцовий резонатор на 24,576 МГц, який забезпечив максимальне значення похибки дискретизації на рівні 0,013% при максимальній частоті обертання колінчастого вала двигуна 5600 хв⁻¹. Для визначення витрати палива, що споживає двигун, використано ваговий метод. Для цього було використано ваги AXIS AD-1000 з абсолютною похибкою вимірювання 0,01 г (рис.9).

Дослідження проводилось з вказаними маховиками в режимах холостого ходу, повного навантаження та змішаного навантаження (5 с. холостий хід, потім 5 с режим повного навантаження). Експериментальні дослідження витрати палива проводились на всіх вищезгаданих режимах по три рази, кожен з яких тривав 5 хв.

Середні арифметичні значення зменшення масової витрати палива та коефіцієнтів ходу для всіх режимів наведено в таблиці 2. Аналізуючи дані

таблиці 2, можна зробити висновок про те, що маховик змінного приведенного моменту інерції дозволяє суттєво зменшити нерівномірність ходу двигуна та покращити його паливну економічність.



1 - вісь повзуна; 2 - повзун; 3 - корпус
Рисунок 7 – Маховик змінного моменту інерції для двигуна FP10C

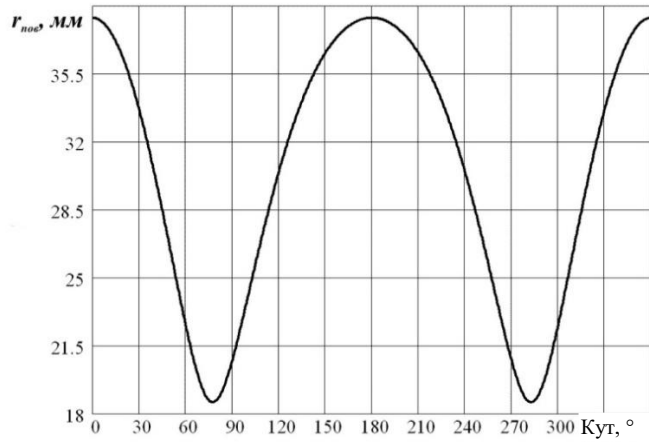


Рисунок 8 – Відстань від осі обертання до центра мас повзуна маховика змінного моменту інерції двигуна FP10C

Однак треба зазначити, що крім вищезгаданих переваг, маховики змінного моменту інерції мають ряд недоліків: нижчий ККД, підвищене вібронавантаження на опори двигуна, нижчий рівень надійності.

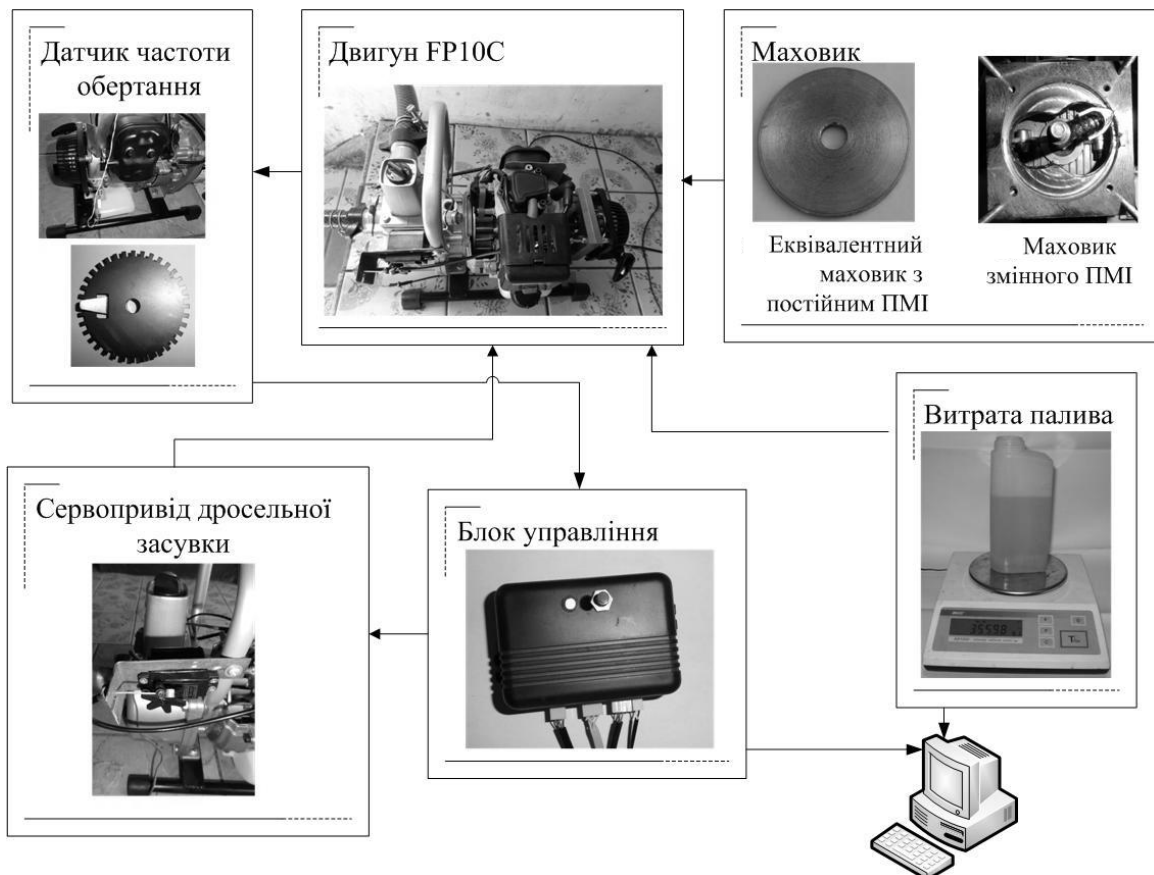


Рисунок 9 – Програмно-апаратний комплекс для аналізу впливу маховика змінного моменту інерції на роботу ДВЗ FP10C

Таблиця 2 – Результати експериментального дослідження витрати палива двигуном FP10C та його нерівномірності ходу

Режим роботи двигуна внутрішнього згоряння	Показник роботи ДВЗ	
	Відносне зменшення нерівномірності ходу	Відносне зменшення витрати палива
	$100\% - \frac{\delta_{var}}{\delta_{const}} \times 100\%$	$100\% - \frac{G_{var}}{G_{const}} \times 100\%$
Холостого ходу	35,1	9,6
Повного навантаження	37,5	6,4
Змішаний	—	7,5

Для проведення аналізу впливу маховика змінного моменту інерції використаємо метод найменших квадратів. В якості функції було взято перші 5 елементів ряду Фур'є $\beta_0 + \beta_1 \cos(x) + \beta_2 \sin(x) + \beta_3 \cos(2x) + \beta_4 \sin(2x)$. Результати розрахунків графічно зображені на рис. 10 – 11.

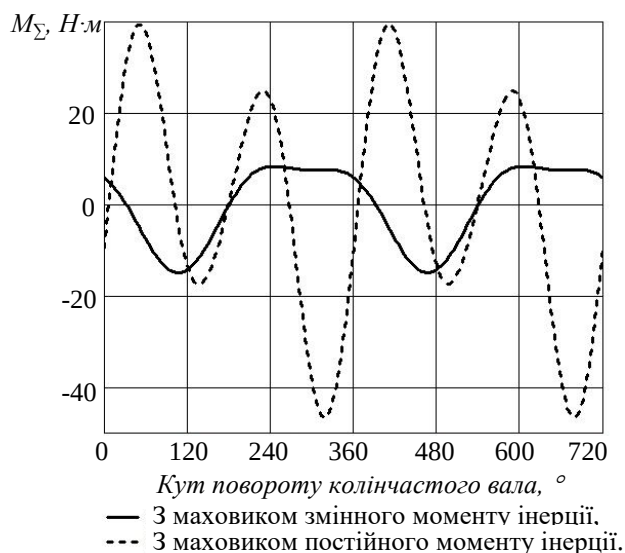


Рисунок 10 – Графіки зміни M_{Σ} двигуна FP10C протягом одного оберту в режимі холостого ходу

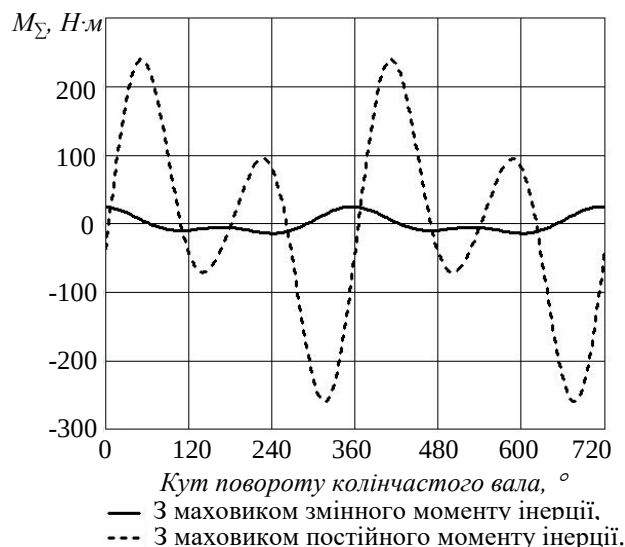


Рисунок 11 – Графіки зміни M_{Σ} двигуна FP10C протягом одного оберту в режимі повного навантаження

Зміна кінетичної енергії завжди пропорційна площі, яка обмежена кривою сумарного моменту M_{Σ} . Для врахування впливу маховика змінного моменту інерції I_n порівнюємо значення площ, обмежених кривими приведенного моменту M_{Σ} , визначених для випадку використання маховика змінного моменту інерції, та при умові використання маховика постійного моменту інерції. В результаті встановлено, що маховик змінного моменту інерції зменшує енергію коливальних процесів колінчастого вала в 2,24 рази в режимі холостого ходу та в 10,83 рази в режимі повного навантаження.

Результати дисертаційної роботи впроваджено на підприємствах ДП «Житомирський бронетанковий завод» та ПП ТОВ «Даніко», а також у навчальний процес кафедри Автомобілів і транспортних технологій Житомирського державного технологічного університету.

ВИСНОВКИ

Робота присвячена вирішенню проблеми зменшення нерівномірності ходу двигуна внутрішнього згорання шляхом удосконалення конструкції його маховика. Були встановлені закономірності зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунних механізмів протягом одного оберту в залежності від їх масово-геометричних параметрів. В результаті запропонована конструкція маховика змінного моменту інерції, що компенсує зміну приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму протягом одного оберту, зменшує нерівномірність ходу та покращує параметри прийомистості двигуна.

1. Розроблені математичні моделі зміни положення центра мас та приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згорання в залежності від його масово-геометричних параметрів.

2. Введено поняття коефіцієнта зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згорання та поняття коефіцієнта зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згорання відносно осі обертання колінчастого вала, та встановлені межі його можливих значень $0,012 \div 0,394$ (без врахування моменту інерції маховика) для одноциліндрового двигуна.

3. Рекомендовано для мінімізації зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму протягом одного оберту необхідно приймати максимально можливі значення: діаметра поршня D_n , кінематичного параметру λ , висоти нижньої кришки шатуна h_1 та діаметра шатунної шийки колінчастого вала $d_{ш}$, довжини кривошипної головки l_k , ширини щоки b , діаметра корінної шийки d_k , зовнішнього діаметра головки шатуна d_2 та внутрішнього діаметра поршневої головки d_n ; та мінімально можливі значення: радіуса кривошипа R , площі перерізу стержня шатуна (параметри $h_{ш}$, $h_{ш.мін}$, $b_{ш}$, $a_{ш}$, $t_{ш}$), питомої маси поршневої m_n .

4. Обґрунтована необхідність врахування зміни приведенного моменту інерції та положення центра мас кривошипно-шатунного механізму для двигунів внутрішнього згорання з кількістю циліндрів від 1 до 4 включно, особливо в задачах діагностики та при визначенні коливань, пов'язаних з двигуном.

5. Запропоновано спосіб експериментальної реєстрації сумарного моменту поршневого двигуна внутрішнього згорання, враховуючи зміну його приведенного моменту інерції, що дозволяє визначати сумарний момент як на усталених, так і перехідних режимах його роботи [Патент України № 85252 С2 від 12.01.09 р., Бюл. № 1].

6. Запропоновано конструкцію маховика, що забезпечує легкий пуск, зменшує рівень нерівномірності ходу, покращує параметри прийомистості двигуна внутрішнього згорання [Патент України № 94321 С2 від 26.04.2011р., Бюл. № 8].

7. На основі експериментальних досліджень визначено коефіцієнт нерівномірності ходу двигуна δ МЕМЗ-2457 в режимах холостого ходу: $n_{сер}=566,41 \text{ хв}^{-1}$, $\delta=0,236$, $n_{сер}=1019,2 \text{ хв}^{-1}$, $\delta=0,143$, $n_{сер}=2161,82 \text{ хв}^{-1}$, $\delta=0,0815$,

$n_{\text{сер}}=3205,24 \text{ хв}^{-1}$, $\delta=0,08$; та режимах повного навантаження: $n_{\text{сер}}=2270,62 \text{ хв}^{-1}$, $\delta=0,098$, $n_{\text{сер}}=2735,35 \text{ хв}^{-1}$, $\delta=0,12$.

8. Експериментально підтверджено, що використання розробленого маховика змінного приведенного моменту інерції на двигуні FP10C у порівнянні з використанням маховика постійного моменту інерції дозволило знизити нерівномірність ходу його колінчастого вала на 35,1% в режимі холостого ходу та на 37,5% в режимі повного навантаження.

9. Встановлено, що витрата палива двигуном FP10C з розробленим маховиком змінного приведенного моменту інерції знизалася на 9,6% в режимі холостого ходу, на 6,4% в режимі повного навантаження, та на 7,5% в змішаному режимі роботи.

10. Визначено, що використання маховика змінного моменту інерції на двигуні FP10C дозволило зменшити енергію, що приймає участь в коливальних процесах колінчастого вала, в 2,24 рази в режимі холостого ходу та в 10,83 рази в режимі повного навантаження.

11. Результати роботи прийняті до впровадження на підприємствах ДП «Житомирський бронетанковий завод» та ПП ТОВ «Даніко», а також впроваджено у навчальний процес кафедри автомобілів та транспортних технологій Житомирського державного технологічного університету при підготовці фахівців напряму «Автомобільний транспорт».

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ:

Монографія

1. Ломакін В.О. Маховики переменного момента инерции для поршневых двигателей (теоретические основы разработки и практическое применение) / В.О. Ломакін, А.В. Ільченко; Наукова монографія. – Saarbrücken, Germany: LAP Lambert Academic Publishing, 2015. – 112с. – Бібліогр.: с.94 - 103. – ISBN-13 978-3-659-71200-5.

Статті у наукових фахових виданнях

2. Грабар І.Г. Моделювання процесу зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння / І.Г. Грабар, А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. – 2007 р. – № III (42). – С. 17-23.

3. Грабар І.Г. Математичне моделювання зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння / І.Г. Грабар, А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. 2007 р. – № 4 (43). – С. 15-25.

4. Грабар І.Г. Вплив масово геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму на крутний момент двигуна внутрішнього згоряння / І.Г. Грабар, А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісн. Східноукр. держ. ун-ту. – 2007. – №6(112). – С. 52-56.

5. Ільченко А.В. Експериментальне дослідження зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. – 2008р. – №3 (46). – С. 63-67.

6. Ільченко А.В. Зміна моменту інерції дезаксіального кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна внутрішнього згоряння / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. – 2008р. – №1 (44), – С. 34-38.

7. Ільченко А.В. Програмно-апаратний комплекс для дослідження зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін. // Вісн. Східноукр. держ. ун-ту. – 2008. – №7(125). – С. 75-78.

8. Ільченко А.В. Зміна моменту інерції кривошипно-шатунного механізму рядних двигунів внутрішнього згоряння / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2008р.. – №1/5 (31). – С. 16-21.

9. Ільченко А.В. Маховик переменного момента инерции / А.В. Ильченко, В.А. Ломакин // Сборник научных трудов ХНАДУ «Автомобильный транспорт». – 2009. – № 25 – С. 86 – 89. – Бібліогр. с. 3.

10. Ільченко А.В. Моделювання роботи поршневого двигуна внутрішнього згоряння за нерівномірністю ходу / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. – 2009. – №3. – С.14-18. – Бібліогр.: с. 3.

11. Грабар І.Г. Програмно-апаратний комплекс для аналізу роботи двигуна МеМЗ-2457 за флуктуацією частоти обертання / І.Г. Грабар, В.М. Іванченко, В.О. Ломакін, Д.Л. Калінкін, О.П. Кухарчук // Наукові нотатки ЛНТУ. Міжвузівський збірник №28. – Луцьк 2010. – С. 151-156.

12. Ільченко А.В., Зміна моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна з причіпним шатуном / А.В. Ільченко, Ломакін В.О. // Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. - № 1, – с. 30-36. ISSN 2078-6840

13. Ільченко А.В. Експериментальне дослідження нерівномірності ходу поршневого двигуна внутрішнього згоряння / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісн. Східноукр. держ. ун-ту. 2010. – №7(149). – с. 57-60.

14. Ільченко А.В. Приведений момент інерції кривошипно-шатунного механізму одноциліндрового поршневого двигуна внутрішнього згоряння / А.В. Ільченко, Ю.О. Кубрак, В.О. Ломакін // Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Новые решения в современных технологиях». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2011. – № 10. – С. 23-32. ISSN 2079-5459

15. Ільченко А.В. Вплив масово-геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму багатоциліндрового двигуна на його приведений момент інерції / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія «Машиноприладобудування та транспорт». – Севастополь: СевНТУ. – 2011. – № 122. – С. 13-18.

16. Ільченко А.В. Вплив зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму на сумарний момент двигуна / А.В. Ільченко, В.О.

Ломакін // Вісник НТУ. Науково-технічний збірник. – Київ: НТУ. – 2012. – № 25. – С. 135-137.

17.Ільченко А.В. Моделювання крутильних коливань кривошипно-шатунного механізму з врахуванням зміни його приведенного моменту інерції/ А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія «Машиноприладобудування та транспорт». – Севастополь: СевНТУ. – 2012. – № 134. – С. 227-229.

18.Ільченко А.В. Зміна приведенного моменту інерції в крутильно-коливальній системі двигуна / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. – 2012р. – №3 (62), – С. 59-62.

19.Ломакін В. О. Маховик змінного моменту інерції для поршневого двигуна внутрішнього згоряння FP10C / В. О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. – 2016р. – № 2 (77), – С. 156-161.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав з напрямку

20.Ilchenko A.V. Change Of The Moment Of Inertia Of V-Type Crank-Connecting Rod Mechanism Of Internal Combustion Engine / A.V. Ilchenko, E.V. Zabashta, V. A. Lomakin // Proceedings Of The International Scientific Conference MECHANICS 2008. – Rzeszów, June 2008. – P. 129-136.

21.Ilchenko A.V. A Flywheel Of Variable Moment Of Inertia / A.V. Ilchenko, E.V. Zabashta, V. A. Lomakin // Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, Folia Scientiarum Universitatis Technicae Resoviensis, Mechanica z.80 2010. –P. 109-112. ISSN 0209-2689

22.Ilchenko A.V. Reduction of Uneven Pace of Internal Combustion Engine FP10C by Flywheel design Improvement /A.V. Ilchenko, V.A. Lomakin // Recent Advances in systems, Controls and Information Technology №543, Proceedings of the International Conference SCIT 2016, May 20-21, 2016 – Warsaw, Poland 2016. – P. 27-32. – ISBN 978-3-319-48922-3(Print), 978-3-319-48923-0(online).

Опубліковані праці апробаційного характеру

23.Грабар І.Г., Врахування зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна при визначенні крутного моменту / І.Г. Грабар, А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // І-ша науково-практичний семінар "Інноваційні технології в автомобільному транспорті" Житомир 2007

24.Грабар І.Г. Дослідження зміни моменту інерції V-подібного КШМ двигуна внутрішнього згоряння в системі SOLIDWORKS 2006 / І.Г. Грабар, А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Тези XXXIII науково-практичної міжвузівської конференції, присвяченої Дню університету, 18-19 березня, 2008 року: – Житомир: ЖДТУ, 2008 – 235 с. / Автомобілі та автомобільне господарство – с. 12.

25.Грабар І.Г. Діагностування параметрів роботи двигуна за дев'ятию частоти обертання колінчастого вала / І.Г. Грабар, В.О. Ломакін, В.М. Іванченко // Тези XXXV науково-практичної міжвузівської конференції,

присвяченої Дню університету, 25-28 травня 2010 року: в 2-х т. – Житомир : ЖДТУ, 2010 – Т.1. – 148 с. / Машинознавство. Обробка матеріалів у машинобудуванні – с. 11–12.

26. Грабар І.Г. Моделювання зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму від масово-геометричних параметрів двигуна / І.Г. Грабар, А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Тези XXXVI науково-практичної міжвузівської конференції, присвяченої Дню університету, 12 - 13 травня 2011 року: в 2-х т. – Житомир : ЖДТУ, 2011 – Т.1. – 179 с. / Автомобілі та автомобільне господарство – с. 33.

27. Ільченко А.В. Неравномерность хода двигателя MeM3-2457 с учетом изменения приведенного момента инерции его кривошипно-шатунного механизма/ А.В. Ильченко, В.А. Ломакин // Наукові праці міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 85-річчю заснування ХНАДУ «Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті» 2015. Харків– с. 275-276.

Патенти

28. Спосіб визначення крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння: патент № 85252 С2 Україна, МПК (2006) G01L: / Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О.; заявник та патентообладач Житомирський державний технологічний університет. – № а200700748; заявлено 24.01.07; Опубл. 12.01.09, Бюл. № 1 - 6 с.

29. Маховик змінного моменту інерції: патент № 94321 С2 Україна, МПК (2006.01) F16F 15/30 А.В. Ільченко, В.О. Ломакін.// Заявник та патентообладач Житомирський державний технологічний університет. – № а200910011; Заявлено 01.10.2009; Опубл. 26.04.2011, Бюл. № 8 - 8 с.

АНОТАЦІЯ

Ломакін В. О. Зменшення нерівномірності ходу двигуна внутрішнього згоряння удосконаленням конструкції маховика. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.03 – Двигуни та енергетичні установки, Національний транспортний університет, м. Київ, 2018.

Дисертацію присвячено розв'язанню наукової задачі зменшення нерівномірності ходу поршневого двигуна внутрішнього згоряння шляхом удосконалення конструкції його маховика.

На основі відомих підходів побудовано математичну модель для визначення приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння в залежності від конструкційних масово-геометричних параметрів та проаналізовано їх вплив. Запропоновано оцінювати зміну приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму коефіцієнтом δ_I , а зміну положення його центра мас коефіцієнтом δ_C .

Представлено результати експериментальних досліджень нерівномірності ходу двигунів MeM3-2457 та FP10C на різних режимах роботи, а також побудовано відповідні регресійні моделі та перевірена їх адекватність.

Розроблено конструкцію маховика змінного моменту інерції для одноциліндрового чотиритактного двигуна внутрішнього згоряння FP10C, встановлено, що запропонований маховик зменшує нерівномірність ходу та покращує паливну економічність двигуна.

Ключові слова: приведений момент інерції, маховик, маховик змінного моменту інерції, кривошипно-шатунний механізм, нерівномірність ходу, двигун внутрішнього згоряння.

АННОТАЦИЯ

Ломакин В. А. Уменьшение неравномерности хода двигателя внутреннего сгорания усовершенствованием конструкции маховика. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук (доктора философии) по специальности 05.05.03 – Двигатели и энергетические установки, Национальный транспортный университет, г. Киев, 2018.

Диссертация посвящена решению научной задачи уменьшения неравномерности хода поршневого двигателя внутреннего сгорания путем усовершенствования конструкции его маховика. Установлено, что приведенный момент инерции кривошипно-шатунного механизма в большинстве случаев считают постоянным, кроме случаев исследований колебательных процессов связанных с двигателем.

На основании известных подходов построена математическая модель определения приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания. Также были определены значения массово-геометрических параметров минимизирующие изменение приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма, а именно: необходимо принимать максимально допустимые значения диаметра поршня D_n , отношения радиуса кривошипа к длине шатуна λ , высоты нижней крышки шатуна h_1 и диаметра шатунной шейки коленчатого вала $d_{ш}$, длинны кривошипной головки l_k , ширины щеки b , диаметра коренной шейки d_k , внешнего диаметра головки шатуна d_c и внутреннего диаметра поршневой головки d_n и минимально допустимые значения радиуса кривошипа R , площади сечения стержня шатуна, удельной массы поршневой группы m_n .

Представлены результаты экспериментального, компьютерного и аналитического определения приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма на примере двигателя Д-3, которые были сравнены друг с другом и показали хорошую корреляцию.

Предложено оценивать изменение приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма коэффициентом изменения приведенного момента инерции δ_I , а изменение положения его центра масс соответствующим коэффициентом изменения центра масс δ_C .

Представлены результаты экспериментального исследования неравномерности хода двигателей MeM3-2457 и FP10C, построены соответствующие регрессионные модели и проверена их адекватность.

Предложена конструкция маховика переменного момента инерции за оборот, облегчающая пуск двигателя и улучшающая приемистость двигателя. Также предложено способ определения крутящего момента двигателя внутреннего сгорания, позволяющий производить измерения на любых режимах работы.

Разработана конструкция маховика переменного момента инерции для одноцилиндрового четырехтактного двигателя FP10C, позволяющая нивелировать влияние изменения переменного момента инерции его кривошипно-шатунного механизма. Установлено, что предложенный маховик уменьшает неравномерность хода и улучшает топливную экономичность.

Ключевые слова: приведенный момент инерции, маховик, маховик переменного момента инерции, кривошипно-шатунный механизм, неравномерность хода, двигатель внутреннего сгорания.

SUMMARY

Lomakin V.O. Decreasing Of Speed Fluctuation Of Internal Combustion Engine By Improving The Flywheel Design. – Qualifying scientific work as a manuscript.

The dissertation is for getting the scientific degree of the engineering sciences candidate, on a speciality 05.05.03 – The Engines and Power Units, National Transport University, c. Kyiv, 2018.

The dissertation is dedicated to solution of scientific problem of decreasing of speed fluctuation of reciprocating internal combustion engine by improving the flywheel design.

There was build mathematical model, based on known approaches, of calculation equivalent moment of inertia of internal combustion engine's crank mechanism be function of design mass-geometrical parameters and analysed influence of them. There was proposed to estimate changing of equivalent moment of inertia of crank mechanism by coefficient δ_I and changing of position of centre of mass by coefficient δ_C .

There were presented experimental results of speed fluctuation for engines MeMZ-2457 and FP10C at different operation modes. There were build regression models for them and check their adequacy.

Design of variable flywheel for one cylinder four-stroke internal combustion engine FP10C was creating, determinate that proposed variable flywheel makes decrease speed fluctuation and improve fuel economy of engine.

Keywords: equivalent moment of inertia, flywheel, variable flywheel, crank mechanism, speed fluctuation, internal combustion engine.

Підписано до друку 05.04.2018 р. Формат 60x84/16.
Папір офсетний № 1. Гарнітура Times.
Вк. 11. Наклад 100. Зам. 4724

Редакційно-видавничий відділ НТУ.
01010, Україна, Київ, вул. М. Бойчука, 39, тел. +(38 044) 284 26 26