## Житомирський державний технологічний університет Міністерства освіти і науки України

## Національний транспортний університет Міністерства освіти і науки України

## Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису

## ЛОМАКІН ВОЛОДИМИР ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 621.43

## **ДИСЕРТАЦІЯ**

## ЗМЕНШЕННЯ НЕРІВНОМІРНОСТІ ХОДУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ УДОСКОНАЛЕННЯМ КОНСТРУКЦІЇ МАХОВИКА

Спеціальність 05.05.03 – Двигуни та енергетичні установки Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

\_ В.О. Ломакін

Науковий керівник – Грабар Іван Григорович доктор технічних наук, професор

Ідентичність усіх примірників дисертації

Засвідчую

Вчений секретар

Спеціалізованої вченої ради Д 26.059.03

<u>Ковищ</u>С.В. Ковбасенко

Житомир – 2018

#### 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. – Житомирський державний технологічний університет, м. Житомир – 2018.

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

При проектуванні двигунів внутрішнього згоряння використовують методи приведення мас елементів кривошипно-шатунного механізму, які здійснюють складний рух, що дозволяє спростити подальші розрахункові моделі. Але це призводить до того, що приведений момент інерції кривошипношатунного механізму в більшості випадків вважають постійним, крім випадків досліджень коливальних процесів пов'язаних з двигуном. А це не повністю відображає дійсну картину і, в деяких випадках, призводить до значних відхилень розрахункових та експериментальних даних. Особливо це актуально для кривошипно-шатунних механізмів двигунів внутрішнього згоряння з кількістю циліндрів до 4 включно.

На основі відомих підходів розроблено математичну модель для визначення приведеного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння в залежності від конструкційних масовогеометричних параметрів. Проаналізувавши всі можливі масово-геометричні параметри, що рекомендовано вибирати при проектуванні, визначено ті з них, що найбільше впливають на зміну приведеного моменту інерції, як в сторону збільшення так і зменшення. Представлено результати експериментального, комп'ютерного та аналітичного, за допомогою розробленої математичної моделі, визначення приведеного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму на прикладі двигуна Д-3, що показали гарну кореляцію. Також було порівняно приведений момент інерції чотирициліндрових рядних та V-подібних 4-х циліндрових кривошипно-шатунних механізмів визначені за допомогою розробленої математичної моделі та комп'ютерного моделювання, що також показали гарну кореляцію.

В результаті математичного моделювання впливу масово-геометричних параметрів на приведений момент інерції кривошипно-шатунного механізму запропоновано оцінювати зміну приведеного моменту інерції кривошипношатунного механізму коефіцієнтом  $\delta_l$ , а зміну положення його центра мас коефіцієнтом  $\delta_c$ .

Створено програмно-апаратні комплекси для експериментального дослідження нерівномірності ходу двигунів MeM3-2457 та FP10C. Представлено результати експериментальних досліджень нерівномірності ходу двигунів MeM3-2457 та FP10C, на різних режимах роботи, також побудовано відповідні регресійні моделі та перевірена їх адекватність.

Запропоновано конструкцію маховика змінного моменту інерції протягом оберту для поршневих двигунів внутрішнього згоряння, що покращує характеристики двигуна, та спосіб визначення сумарного моменту для двигунів внутрішнього згоряння, що дозволяє визначати сумарний момент на будь-яких режимах роботи двигуна, на що було отримано патенти на винаходи.

Розроблено конструкцію маховика змінного моменту інерції для одноциліндрового чотиритактного двигуна внутрішнього згоряння FP10C, що дозволяє знівелювати вплив зміни приведеного моменту інерції його кривошипно-шатунного механізму на роботу двигуна. Зa допомогою створеного програмно-апаратного комплексу 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.

#### СПИСОК ОСНОВНИХ ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

#### 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

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

Грабар І.Г. Математичне моделювання зміни момента інерції кривошипно-шатунного механізма 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 кривошипношатунного механізма 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.

Ільченко А.В. Експериментальне дослідження зміни момента 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 кривошипношатунного механізму поршневого двигуна внутрішнього згоряння / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. – 2008р. – №1 (44), – С. 34-38.  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.

Ильченко 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.

 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 MeM3-2457 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 механізма 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

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 механізма 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 кривошипношатунного 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.

Ільченко А.В. Вплив зміни приведеного 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 кривошипношатунного механізму з врахуванням зміни його приведеного 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 приведеного моменту інерції в крутильноколивальній 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 напряму

 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 кривошипношатунного 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 девіацією 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 приведеного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму від масово-геометричних параметрів

двигуна / І.Г. Грабар, А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Тези XXXVI науковопрактичної 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. Ильченко 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.

#### ANNOTATION

**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. – Zhytomyr State Technological University, Zhytomyr – 2017.

The dissertation is dedicate to solution of scientific problem of decreasing of speed fluctuation of reciprocating internal combustion engine by improving the flywheel design. Design of internal combustion engines used approaches for reduction mass of some elements of crank's mechanism, which makes compound motion, to simplify further calculations. However, it makes equivalent moment of inertia of engine's crank mechanism mostly consider like constant, except research of oscillating processes connecting with engine. Nevertheless, this approach did not present a complete picture and sometimes leads to large deviation of experimental and analytical data. Especially it is important for cranks mechanisms of internal combustion engines with quantity of cylinders up to forth including.

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. There were analysed all possible values, which recommended during designing and determinate that which makes maximum impact to equivalent moment of inertia to decreasing and increasing direction.

Here presented results of experimental, computer and analytic with proposed mathematical model determinations of equivalent moment of inertia on example engine D-3, which shown great correlation.

Also here present results of mathematical modelling impact of mass-geometrical parameters to equivalent moment of inertia of crank mechanism, and was proposed to estimate changing of equivalent moment of inertia of crank mechanism by coefficient  $\delta_I$  and changing of position of centre of mass by coefficient  $\delta_C$ .

There were creating hardware and software complexes for experimental research of speed fluctuation of engines MeMZ-2457 and FP10C at different operation modes. There were build regression models for them and check their adequacy.

Design of variable equivalent moment of inertia flywheel during one rotate for internal combustion engines, which improve engine's parameters and way of determination of total torque for internal combustion engines at any operation mode were proposed.

Design of variable flywheel for one cylinder four-stroke internal combustion engine FP10C was creating, which give opportunity to compensate influence of changing equivalent moment of inertia of its crank mechanism. Determinate that proposed design of 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.

#### THE LIST OF PUBLICATIONS:

#### The Monograph

 Lomakin V.O. Makhovyky peremennoho momenta ynertsyy dlya porshnevыkh dvyhateley (teoretycheskye osnovy razrabotki i praktycheskoe primenenye)/ V.O. Lomakin, A.V. Il'chenko; Naukova monohrafiya. – Saarbrücken, Germany: LAP Lambert Academic Publishing, 2015. – 112s. – Bibliohr.: s.94 - 103. – ISBN-13 978-3-659-71200-5.

#### Papers in specialized scientific journals

2. Hrabar I.H. Modelyuvannya protsesu zminy polozhennya tsentra mas kryvoshypno-shatunnoho mekhanizma dvyhuna vnutrishn'oho z·horyannya / I.H.

Hrabar, A.V. Il'chenko, V.O. Lomakin // Visnyk ZhDTU. – 2007 r. – № III (42). – S. 17-23.

3. Hrabar I.H. Matematychne modelyuvannya zminy momenta inertsiyi kryvoshypno-shatunnoho mekhanizma dvyhuna vnutrishn'oho z·horyannya / I.H. Hrabar, A.V. Il'chenko, V.O. Lomakin // Visnyk ZhDTU. 2007 r. –  $N_{2}$  4 (43). – S. 15-25.

4. Hrabar I.H. Vplyv masovo heometrychnykh parametriv kryvoshypnoshatunnoho mekhanizma na krutnyy moment dvyhuna vnutrishn'oho z·horyannya / I.H. Hrabar, A.V. Il'chenko, V.O. Lomakin // Visn. Skhidnoukr. derzh. un-tu. – 2007.–  $N_{0}6(112)$ . –S. 52-56.

Il'chenko A.V. Eksperymental'ne doslidzhennya zminy momenta inertsiyi kryvoshypno-shatunnoho mekhanizmu porshnevoho dvyhuna / A.V. Il'chenko, V.O. Lomakin // Visnyk ZhDTU. – 2008r. – №3 (46). – S. 63-67.

6. Il'chenko A.V. Zmina momentu inertsiyi dezaksial'noho kryvoshypnoshatunnoho mekhanizmu porshnevoho dvyhuna vnutrishn'oho z·horyannya / A.V. Il'chenko, V.O. Lomakin // Visnyk ZhDTU. – 2008r. – N (44), – S. 34-38.

7. Il'chenko A.V. Prohramno-aparatnyy kompleks dlya doslidzhennya zminy momentu inertsiyi kryvoshypno-shatunnoho mekhanizmu dvyhuna vnutrishn'oho z·horyannya / A.V. Il'chenko, V.O. Lomakin. // Visn. Skhidnoukr. derzh. un-tu. –  $2008. - N_{2}7(125). - S. 75-78.$ 

8. Il'chenko A.V. Zmina momentu inertsiyi kryvoshypno-shatunnoho mekhanizmu ryadnykh dvyhuniv vnutrishn'oho z·horyannya / A.V. Il'chenko, V.O. Lomakin // Vostochno-Evropeyskyy zhurnal peredovykh tekhnolohyy. – 2008r.. –  $N \ge 1/5$  (31). – S. 16-21.

9. Yl'chenko A.V. Makhovyk peremennoho momenta ynertsyy / A.V. Yl'chenko,
V.A. Lomakyn // Sbornyk nauchnыkh trudov KhNADU «Avtomobyl'nыy transport». –
2009. – № 25 – S. 86 – 89. – Bibliohr. s. 3.

10. Il'chenko A.V. Modelyuvannya roboty porshnevoho dvyhuna vnutrishn'oho z·horyannya za nerivnomirnistyu khodu / A.V. Il'chenko, V.O. Lomakin // Visnyk

Donets'koho instytutu avtomobil'noho transportu. – 2009. – №3. – S.14-18. – Bibliohr.: s. 3.

 Hrabar I.H. Prohramno-aparatnyy kompleks dlya analizu roboty dvyhuna MeMZ-2457 za fluktuatsiyeyu chastoty obertannya / I.H. Hrabar, V.M. Ivanchenko, V.O. Lomakin, D.L. Kalinkin, O.P. Kukharchuk // Naukovi notatky LNTU. Mizhvuzivs'kyy zbirnyk №28. – Luts'k 2010.– S. 151-156.

12. Il'chenko A.V., Zmina momentu inertsiyi kryvoshypno-shatunnoho mekhanizma dvyhuna z prychipnym shatunom / A.V. Il'chenko, Lomakin V.O. // Vestnyk NTU «KhPY». Sbornyk nauchnыkh trudov. Tematycheskyy vыpusk «Avtomobyle- y traktorostroenye». Khar'kov: NTU «KhPY». – 2010. - № 1, – s. 30-36. ISSN 2078-6840

13. Il'chenko A.V. Eksperymental'ne doslidzhennya nerivnomirnisti khodu porshnevoho dvyhuna vnutrishn'oho z·horyannya / A.V. Il'chenko, V.O. Lomakin // Visn. Skhidnoukr. derzh. un-tu. 2010. –  $N_{27}(149)$ . – s. 57-60.

14. II'chenko A.V. Pryvedenyy moment inertsiyi kryvoshypno-shatunnoho mekhanizma odnotsylindrovoho porshnevoho dvyhuna vnutrishn'oho z·horyannya / A.V. II'chenko, Yu.O.Kubrak, V.O. Lomakin // Vestnyk NTU «KhPY». Sbornyk nauchnыkh trudov. Tematycheskyy vыpusk «Novye reshenyya v sovremennыkh tekhnolohyyakh». – Khar'kov: NTU «KhPY». – 2011. – № 10. – S. 23-32. ISSN 2079-5459

15. Il'chenko A.V. Vplyv masovo-heometrychnykh parametriv kyvoshypnoshatunnoho mekhanizmu bahatotsylindrovoho dvyhuna na yoho pryvedenyy moment inertsiyi / A.V. Il'chenko, V.O. Lomakin // Visnyk SevNTU. Zbirnyk naukovykh prats'. Seriya «Mashynopryladobuduvannya ta transport». – Sevastopol': SevNTU. – 2011. – N 122. – S. 13-18.

16. Il'chenko A.V. Vplyv zminy pryvedenoho momentu inertsiyi kryvoshypnoshatunnoho mekhanizmu na sumarnyy moment dvyhuna / A.V. Il'chenko, V.O. Lomakin // Visnyk NTU. Naukovo-tekhnichnyy zbirnyk. – Kyyiv: NTU. – 2012. –  $\mathbb{N}^{\circ}$ 25. – S. 135-137. 17. Il'chenko A.V. Modelyuvannya krutyl'nykh kolyvan' kryvoshypno-shatunnoho mekhanizmu z vrakhuvannyam zminy yoho pryvedenoho momentu inertsiyi/ A.V.
Il'chenko, V.O. Lomakin // Visnyk SevNTU. Zbirnyk naukovykh prats'. Seriya «Mashynopryladobuduvannya ta transport». – Sevastopol': SevNTU. – 2012. – № 134. – S. 227-229.

Il'chenko A.V. Zmina pryvedenoho momentu inertsiyi v krutyl'no-kolyval'niy systemi dvyhuna / A.V. Il'chenko, V.O. Lomakin // Visnyk ZhDTU. – 2012r. – №3 (62), – S. 59-62.

19. Lomakin B. O. Makhovyk zminnoho momentu inertsiyi dlya porshnevoho dvyhuna vnutrishn'oho z·horyannya FP10C / B. O. Lomakin // Visnyk ZhDTU. – 2016r. –  $N_{2}2$  (77), – S. 156-161.

#### Papers in scientific journals of foreign periodicals

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).

#### The publications in dissemination format

23. Hrabar I.H., Vrakhuvannya zminy momentu inertsiyi kryvoshypno-shatunnoho mekhanizmu porshnevoho dvyhuna pry vyznachenni krutnoho momentu / I.H. Hrabar, A.V. Il'chenko, V.O. Lomakin // I-sha naukovo-praktychnyy seminar "Innovatsiyni tekhnolohiyi v avtomobil'nomu transporti" Zhytomyr 2007

24. Hrabar I.H. Doslidzhennya zminy momentu inertsiyi V-podinoho KShM dvyhuna vnutrishn'oho z·horyannya v systemi SOLIDWORKS 2006 / I.H. Hrabar, A.V. II'chenko, V.O. Lomakin // Tezy XXXIII naukovo-praktychnoyi mizhvuzivs'koyi konferentsiyi, prysvyachenoyi Dnyu universytetu, 18-19 bereznya, 2008 roku: – Zhytomyr: ZhDTU, 2008 – 235 s. / Avtomobili ta avtomobil'ne hospodarstvo – s. 12.

25. Hrabar I.H. Diahnostuvannya parametriv roboty dvyhuna za deviatsiyeyu chastoty obertannya kolinchastoho vala / I.H. Hrabar, V.O. Lomakin, V.M. Ivanchenko // Tezy XXXV naukovo-praktychnoyi mizhvuzivs'koyi konferentsiyi, prysvyachenoyi Dnyu universytetu, 25-28 travnya 2010 roku: v 2-kh t. – Zhytomyr : ZhDTU, 2010 – T.1. – 148 s. / Mashynoznavstvo. Obrobka materialiv u mashynobuduvanni – s. 11–12.
26. Hrabar I.H. Modelyuvannya zminy pryvedenoho momentu inretsiyi kryvoshypno-shatunnoho mekhanizmu vid masovo-heometrychnykh parametriv dvyhuna / I.H. Hrabar, A.V. II'chenko, V.O. Lomakin // Tezy XXXVI naukovo-praktychnoyi mizhvuzivs'koyi konferentsiyi, prysvyachenoyi Dnyu universytetu, 12 - 13 travnya 2011 roku: v 2-kh t. – Zhytomyr : ZhDTU, 2011 – T.1. – 179 s. / Avtomobili ta avtomobil'ne hospodarstvo – s. 33.

27. Yl'chenko A.V. Neravnomernost' khoda dvyhatelya MeMZ-2457 s uchetom yzmenenyya pryvedennoho momenta ynertsyy eho kryvoshypno-shatunnoho mekhanyzma/ A.V. Yl'chenko, V.A. Lomakyn // Naukovi pratsi mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi prysvyachenoyi 85-richchyu zasnuvannya KhNADU «Novitni tekhnolohiyi v avtomobilebudivnytstvi ta transporti» 2015. Kharkiv– s. 275-276.

#### Author's certificates, patents

28. Sposib vyznachennya krutnoho momentu dvyhuna vnutrishn'oho zhoryannya: patent  $N_{2}$  85252 S2 Ukrayina, MPK (2006) G01L: / Hrabar I.H., Il'chenko A.V., Lomakin V.O.; zayavnyk ta patentoobladach Zhytomyrs'kyy derzhavnyy tekhnolohichnyy universytet. –  $N_{2}$  a200700748; zayavleno 24.01.07; Opubl. 12.01.09, Byul.  $N_{2}$  1 - 6 s.

29. Makhovyk zminnoho momentu inertsiyi: patent  $\mathbb{N}_{2}$  94321 S2 Ukrayina, MPK (2006.01) F16F 15/30 A.V. Il'chenko, V.O. Lomakin.// Zayavnyk ta patentoobladach Zhytomyrs'kyy derzhavnyy tekhnolohichnyy universytet. –  $\mathbb{N}_{2}$  a200910011; Zayavleno 01.10.2009; Opubl. 26.04.2011, Byul.  $\mathbb{N}_{2}$  8 - 8 s.

**3MICT** 

	ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА	
	СКОРОЧЕНЬ	19
ВСТУП		20
РОЗДІЛ 1	АНАЛІЗ ВІДОМИХ ПОЛОЖЕНЬ ДИНАМІКИ	
	КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ДВИГУНА	
	ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	26
1.1	Актуальність проблеми	26
1.2	Основні положення приведення мас динамічної системи	
	двигуна внутрішнього згоряння	27
1.3	Визначення приведених моментів інерції елементів	
	двигуна внутрішнього згоряння	32
1.4	Аналіз втрат енергії в приводі автомобіля за рахунок	
	нерівномірності ходу двигуна	38
1.5	Методи експериментального дослідження динамічних	
	параметрів двигуна внутрішнього згоряння	45
1.6	Висновки до розділу 1	48
РОЗДІЛ 2	ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ПРИВЕДЕНОГО	
	МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО	
	МЕХАНІЗМУ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА	
	ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	50
2.1	Зміна положення центра мас кривошипно-шатунного	
	механізму одноциліндрового двигуна внутрішнього	
	згоряння	51
2.2	Зміна приведеного моменту інерції кривошипно-шатунного	
	механізму одноциліндрового двигуна внутрішнього	
	згоряння	56
2.3	Зміна приведеного моменту інерції кривошипно-шатунних	
	механізмів автомобільних двигунів внутрішнього згоряння	73
2.4	Висновки до розділу 2	80

РОЗДІЛ З	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ	
	МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО	
	МЕХАНІЗМУ ДВИГУНА Д-3 ТА НЕРІВНОМІРНОСТІ	
	ХОДУ ДВИГУНА МеМ3-2457	82
3.1	Експериментальне дослідження зміни моменту інерції	
	кривошипно-шатунного механізму двигуна Д-3	82
3.2	Експериментальне дослідження нерівномірності ходу	
	двигуна МеМЗ-2457	88
3.2.1	Програма дорожніх випробувань та визначення обсягу	
	випробувань	89
3.2.1.1	Прилади та обладнання для проведення вимірювань	91
3.2.2	Перевірка технічного стану двигуна МеМЗ-2457 та	
	автомобіля ЗАЗ-1103 перед проведенням	
	експериментальних досліджень	96
3.3	Результати експериментальних досліджень нерівномірності	
	ходу двигуна МеМЗ-2457	98
3.4	Висновки до розділу 3	102
РОЗДІЛ 4	АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	
	НЕРІВНОМІРНОСТІ ХОДУ ДВИГУНА МеМЗ-2457	103
4.1	Аналіз експериментальних даних нерівномірності ходу	
	MeM3-2457	103
4.1.1	Перевірка адекватності регресійної моделі	105
4.2	Аналіз усталеного режиму роботи двигуна МеМЗ-2457	120
4.2.1	Крутильні коливання колінчастого вала	126
4.2.2	Аналіз впливу зміни приведеного моменту інерції	
	кривошипно-шатунного механізму на сумарний момент	
	поршневого двигуна МеМЗ-2457	128
4.3	Висновки до розділу 4	132
РОЗДІЛ 5	СУМАРНИЙ МОМЕНТУ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА.	
	ВПЛИВ МАХОВИКА ЗМІННОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ	

	НА НЕРІВНОМІРНІСТЬ ХОДУ ТА ПАЛИВНУ	
	ЕКОНОМІЧНІСТЬ ДВИГУНА FP10C	133
5.1	Спосіб експериментальної реєстрації сумарного моменту	
	поршневого двигуна внутрішнього згоряння	133
5.2	Маховик змінного моменту інерції для поршневого	
	двигуна внутрішнього згоряння	135
5.3	Маховик змінного моменту інерції для двигуна FP10C	140
5.4	Експериментальне дослідження впливу маховика змінного	
	моменту інерції на нерівномірність ходу та паливну	
	економічність двигуна FP10C	142
5.4.1	Програма випробувань	142
5.4.1.1	Прилади та обладнання для проведення вимірювань	143
5.4.2	Визначення обсягу випробувань	145
5.4.3	Результати досліджень нерівномірності ходу та паливної	
	економічності двигуна FP10C	146
5.4.4	Аналіз впливу зміни приведеного моменту інерції	
	кривошипно-шатунного механізму на сумарний момент	
	поршневого двигуна FP10C	150
5.5	Кривошипно-кулісний механізм з повним обертом куліси	154
5.6	Висновки до розділу 5	156
ВИСНОВК	И	157
СПИСОК В	ЗИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	160
додаток	A	176
додаток	Б	178
ДОДАТОК	В	183
додаток	Γ	185
додаток	Ґ	187

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

- АЦП аналогово-цифровий перетворювач;
- ВМТ верхня мертва точка;
- ДВЗ двигун внутрішнього згоряння;
- КШМ кривошипно-шатунний механізм;
- МК мікроконтролер;
- НМТ нижня мертва точка;
- ПАК програмно-апаратний комплекс;
- <sup>о</sup> п.к.в. градус повороту колінчастого вала;

#### ВСТУП

Сучасне двигунобудування суттєво стимулюється стрімким розвитком автомобільного транспорту. Ці потреби мають стійку тенденцію до зростання, що вимагає постійного вирішення наступних задач: підвищення ефективності, паливної економічності, екологічності, надійності тощо. Основні показники ефективності двигунів в значній мірі залежать як від рівня його надійності в цілому, так і окремих складових, а також методів наукового нормування, моделювання, ефективності використання палива, режимів роботи тощо.

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 матеріалоємності, 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 приведеного 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 приведеного моменту інерції КШМ протягом одного оберту [13-15, 18, 30, 36, 37, 61, 96, 112]. Внаслідок цього, приведений момент інерції КШМ часто вважають постійним, що значно спрощує розрахункові моделі.

Визначення закономірностей зміни приведеного моменту інерції КШМ ДВЗ протягом одного оберту дозволяє створити маховик змінного моменту інерції, що значно зменшує вплив зміни приведеного 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 науковими програмами, 3 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 України розвитку транспортно-дорожнього комплексу 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 приведеного 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 були поставлені та вирішені наступні задачі:

- розроблення математичних моделей зміни положення центра мас та приведеного моменту інерції КШМ ДВЗ в залежності від його масовогеометричних параметрів та перевірка їх адекватності; - аналіз зміни положення центра мас та приведеного 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 приведеного моменту інерції його КШМ;

- розроблення практичних рекомендацій щодо вибору масовогеометричних параметрів ДВЗ для зменшення нерівномірності ходу та зміни приведеного 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.

Для досягнення поставленої мети в Методи досліджень. 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 (ПАК): 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 приведеного 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 приведеного моменту інерції КШМ ДВЗ в залежності від його масовогеометричних параметрів;

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

- запропоновано конструкцію маховика змінного приведеного 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 приведеного 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 ПІІ ТОВ «Даніко», а також у навчальний процес Житомирського державного технологічного університету.

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні положення дисертаційної роботи отримано здобувачем особисто. Робота [72] 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 приведеного моменту інерції КШМ двигунів з кількістю циліндрів до 4-х включно [73], розроблення та перевірка математичної моделі зміни положення центра мас КШМ ДВЗ [27], розроблення математичної моделі зміни моменту інерції [26], проведено аналіз математичної інерції КШМ моделі зміни приведеного моменту одноциліндрового поршневого двигуна та введено поняття коефіцієнта зміни приведеного моменту інерції КШМ  $\delta_l$  [24], розроблення вимірювальної частини описаного програмно-апаратного комплексу, розроблення методології проведення експериментальних досліджень [51, 60], розроблення математичної моделі зміни приведеного моменту інерції КШМ для одноциліндрового двигуна з дезаксажем осі поршневого пальця [53], розповсюдження застосування розробленої математичної моделі зміни приведеного моменту інерції КШМ одноциліндрового двигуна на багатоциліндрові рядні двигуни з кількістю циліндрів до 4-х включно[54], запропонована частина конструкції маховика, який дозволить зменшити нерівномірність ходу [44, 120], аналіз критеріїв для оцінки нерівномірності ходу двигуна [56], визначення критеріїв, яким повинен відповідати програмно-апаратний комплекс для аналізу нерівномірності ходу двигуна МеМЗ-2457 [28], розроблення математичної моделі зміни приведеного моменту інерції КШМ з причіпним шатуном [55], проведення аналізу експериментальних нерівномірності [52], розроблення даних ходу математичної моделі зміни моменту інерції КШМ, запропоновано модель шатуна [59], проведення аналізу впливу масово-геометричних параметрів КШМ на його приведений момент інерції [49], побудова регресійної моделі нерівномірності ходу МеМЗ-2457 та аналіз впливу зміни приведеного моменту інерції на сумарний момент двигуна [60], запропоновано критерії для оцінки впливу зміни приведеного моменту інерції КШМ на коливальні процеси [57, 58], розповсюдження застосування розробленої математичної моделі зміни приведеного моменту інерції КШМ одноциліндрового двигуна на

багатоциліндрові V-подібні з кількістю циліндрів до 4-х включно [121], проведення експериментальних досліджень та аналіз результатів [122].

У патенті [77] автору належить ідея конструкції частини маховика, яка дозволяє змінювати момент інерції, у патенті [97] 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 науковопрактичній 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 автомобільнодорожнього 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.

#### РОЗДІЛ 1

## АНАЛІЗ ВІДОМИХ ПОЛОЖЕНЬ ДИНАМІКИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

#### 1.1 Актуальність проблеми

До сучасних ДВЗ висуваються «жорсткі» вимоги: висока питома потужність, економічність, мінімальна кількість шкідливих викидів, низька шумо-віброактивність та інші. Це піднімає цілий ряд задач конструювання на новий рівень.

Теорії коливань, які пов'язані з ДВЗ, присвячено багато теоретичних та експериментальних досліджень, особливо в період 1940-1980 рр. [38]. Але проблема дослідження віброактивности двигуна носить досить складний характер. Пов'язано це як з неоднозначністю вибору розрахункової моделі, так і з розрахунками системи з великим числом ступенів свободи, а також взаємозалежністю окремих форм коливань. Крім того збурення, що діють, мають широкий частотний діапазон і носять не тільки періодичний, але й випадковий характер [11, 17, 32, 38, 47, 62, 69, 89, 102].

Незважаючи на значний прогрес у розвитку чисельних і аналітичних методів досліджень нелінійних коливань, універсальні методи розрахунків розроблені усталених режимів y зазначених системах недостатньо. Математичні основи алгоритмів, які використовуються в наш час, наприклад в [18], не відповідають сучасному рівню розвитку методів нелінійної механіки, погано пристосовані до використання більш складних і точних нелінійних моделей та використання сучасної обчислювальної техніки. У більшості робіт з динамічного синтезу параметри зазначених систем розглядаються як лінійні моделі, що в значній мірі обумовлено громіздкістю й трудомісткістю розв'язку завдань аналізу для нелінійних систем [7, 18]. Перераховані фактори ускладнюють розв'язок нагальних питань практики щодо створення сучасних транспортних засобів, форсованих, надійних і довговічних машинних агрегатів з ДВЗ, ускладнюють здешевлення їх конструювання й доведення [7].

Навіть зараз, в галузі теорії коливань, пов'язаних з ДВЗ, досі розглядаються моделі, в яких для спрощення, не враховуються рухомі маси силового агрегату в повному обсязі [17, 38].

Сучасні досягнення в електроніці відкрили широкі можливості розвитку систем електронного керування двигунами та діагностики, яка сьогодні вийшла на якісно новий рівень. Майбутній розвиток цих систем зосередиться на вдосконаленні і покращенні їх роботи разом з розвитком технологій виробництва датчиків і виконавчих механізмів [12–14, 21, 25, 29, 63, 87–90, 95, 98, 103, 105–108, 110, 113, 116–117].

В задачах діагностики ДВЗ для спрощення приведений момент інерції КШМ вважають постійною величиною [13–15, 30, 68, 103, 123]. Отже не досліджені питання значимості впливу рухомих мас сучасного ДВЗ в залежності від масово-геометричних параметрів та компонувальних схем. Це і визначило спрямованість даної роботи. Саме тому становить інтерес створення математичного та програмного комплексу, що включає в себе методику визначення впливу рухомих мас сучасного ДВЗ в залежності від його масовогеометричних параметрів та компонувальної схеми на нерівномірність його ходу.

#### 1.2 Основні положення приведення мас динамічної системи ДВЗ

У динаміці коливально-крутильної системи під масою умовно розуміється її елемент, який характеризується тільки моментом інерції щодо осі обертання вала [47, 69]. Тобто в контексті завдання приведення дійсної системи до її динамічної моделі маса представляється і, як крутильно-коливальний елемент, так і його інерційна властивість. При цьому вводиться два види мас: розподілених за певним законом і зосереджених у локальних точках або перетинах крутильної системи. Так маси, розміри яких вздовж вала не перевищують в 1,5-2 рази його діаметр, називаються зосередженими масами [37, 69]. Прикладом таких мас є махове колесо, насаджене на вісь вала, муфти, що з'єднують вали, також КШМ поршневих ДВЗ. При побудові ланцюгової або розгалуженої динамічно еквівалентної моделі крутильної системи, до складу якої входять передаточні механізми (редуктори або мультиплікатори), їх зубчасті колеса моделюються зосередженими масами. Якщо розмір елемента крутильної системи вздовж вала більше двох діаметрів, то або цей елемент розділяється на кілька частин (як правило, дві-три в дискретній моделі), або представляється як розподілена по довжині маса (безупинно розподілені параметри). В останньому випадку цей елемент являє собою механічну систему з нескінченним числом ступенів вільності. Тоді її крутильні коливання описуються диференціальними рівняннями i3 частковими похідними гіперболічного типу [69, 102].

У задачі приведення мас виділяються два аспекти. По-перше, приведення мас здійснюється в рамках силового аналізу як приведення сил ваги й сил інерції рухомих елементів системи до певних точок. По-друге, приведення мас розглядається у зв'язку з формуванням динамічно еквівалентної крутильно-коливальної системи з двигуном. У цьому розділі розглядаються загальноприйняті принципи приведення мас елементів КШМ, які широко застосовуються [1, 3–4, 6, 8, 23, 31, 33, 35, 37, 41, 64, 66, 71, 85–86, 105, 108–109, 119].

Причиною крутильних коливань у ДВЗ є нерівномірний вплив на обертові маси крутних моментів від газових і інерційних сил. У поршневих ДВЗ крім деталей, що обертаються навколо осі колінчастого вала, є ланки, що здійснюють зворотно-поступальний та складний види руху. Сили інерції, що діють на ці ланки, безупинно розподілені за деяким законом. Для приведення цих сил до центру в класичній механіці користуються методом Пуансо, згідно з яким будь-яку сукупність сил можна привести до головного вектора й головного моменту сил відносно обраної точки [108, 111]. Основна ідея приведення сил інерції в динаміці ДВЗ полягає в приведенні мас рухомих елементів системи до точок, траєкторії яких відомі.

Якщо рух механічної системи (окремий механізм або окрема частина агрегату) визначається однією узагальненою координатою, то цю систему можна звести до найпростішої динамічної моделі. Залежно від поставленого завдання та від будови системи такою динамічною моделлю є або обертове абсолютно тверде тіло (з приведеним моментом інерції), або матеріальна точка, що переміщується за відомою траєкторією (з приведеною масою).

На деталі КШМ поршневого ДВЗ діють сили: тиску газів, інерції, тертя й корисного опору (навантаження). Сили тиску газів визначають на основі розрахунків робочих процесів або експерименту. Для визначення сил інерції необхідно знати відповідні прискорення, а також величини розподілу мас.

Виходячи з особливостей руху, деталі КШМ ділять на три групи. До першої групи відносять ті, які здійснюють зворотно-поступальний рух: поршень, поршневий палець і кільця. До другої групи відносять деталі, що здійснюють обертовий рух: кривошип із противагами. До третьої групи відносять шатун, який здійснює плоско-паралельний рух у площині перпендикулярній до осі колінчастого вала.

Сили інерції, що діють на шатун, при розрахунках деформацій та міцності повинні розглядатися, виходячи з розподілу маси по довжині та прискорення. При оцінці зовнішньої дії сил інерції, тобто дії їх у вузлах зчленування з поршневим пальцем і шатунною шийкою, виконують приведення маси, заміняючи складний розподіл її за довжиною шатуна кінцевим числом відповідних зосереджених мас, розташованих на стрижні, що не деформується. Умовою приведення є збереження законів руху центру мас і кутового руху відносно осі, що проходить через нього. При цьому сили, що діють на шатун приводять до сили інерції маси шатуна, зосередженої в його центрі, що рухається за тим же законом, і до пари сил, що діє в площині симетрії шатуна. Момент цієї пари сил дорівнює моменту сили інерції маси шатуна щодо осі, що проходить через його центр мас і перпендикулярної до площини симетрії, кутове прискорення. Відповідно помноженому на до цього повинні виконуватися співвідношення [31]

$$P_{xc} = -m_{u} \frac{d^2 x_c}{dt^2}; \ P_{zc} = -m_{u} \frac{d^2 z_c}{dt^2}; \ M_{yc} = -J_{u} \frac{d^2 \beta}{dt^2},$$
(1.1)

30

де *P<sub>xc</sub>* та *P<sub>zc</sub>* – горизонтальна й вертикальна складові сили інерції, прикладеної до центра мас шатуна, Н;

 $m_{u}$  і  $J_{u}$  – маса й момент інерції шатуна відносно його центра мас, кг, кг·м<sup>2</sup>;

*M*<sub>yc</sub> – момент сил інерції шатуна відносно центра мас (вісь у), Н·м.

При наближеному розв'язку масу шатуна заміняють трьома масами:  $m_1$ ;  $m_2$ ;  $m_3$ , приведеними до осі поршневого пальця, до осі шатунної шийки й до центра мас відповідно (рис. 1.1 а). Необхідно при цьому дотримуватися наступних умов

$$\begin{cases} m_{uu} = m_1 + m_2 + m_3 \\ m_1 l_1 = m_2 (L_{uu} - l_1) \\ J_{uu} = m_1 l_1^2 + m_2 (L_{uu} - l_1)^2 \end{cases}$$
(1.2)

де  $L_{u}$  та  $l_1$ - довжина шатуна та від центра мас до осі поршневого пальця, мм.

Для реальних конструкцій додаткова маса *m*<sub>3</sub> виявляється відносно малою. Це дозволяє нехтувати нею й представляти масу шатуна двома значеннями *m*<sub>1</sub> *u m*<sub>2</sub>, обраними з умов (рис. 1.1 б)

$$\begin{cases} m_{uu} = m_1 + m_2 \\ m_1 l_1 = m_2 (L_{uu} - l_1) \\ J_{uu}' = m_1 l_1^2 + m_2 (L_{uu} - l_1)^2 \end{cases}$$
(1.3)

Перетворивши та спростивши систему (1.2), враховуючи (1.3), запишемо [31]

$$J'_{uu} = m_{uu} (L_{uu} - l_1) l_1 .$$
 (1.4)

При зіставленні виразів моменту інерції шатуна (1.2) та (1.4) видно, що у випадку заміни маси шатуна двома масами, момент інерції  $J'_{u}$  еквівалентної системи, виявляється більше моменту інерції  $J_{u}$ . Ця різниця, однак, не велика і тому нею звичайно нехтують.

Таким чином, до мас, що рухаються поступально  $m_{\Pi}$ , приведеними до осі поршневого пальця, відносять маси поршня  $m_n$ , поршневого пальця  $m_{n.n}$ , втулок і поршневих кілець  $m_{n.\kappa}$ , що фіксують від осьового переміщення палець, і приведену масу шатуна  $m_1$ .



Рисунок 1.1 – Схема заміни маси шатуна [31]: а) трьома масами; б) двома масами

Тобто маса, що рухається поступально

$$m_{II} = m_n + m_{n,n} + m_{n,\kappa} + m_1. \tag{1.5}$$

До обертових мас відносяться маса неврівноважених частин кривошипа й частина маси шатуна. Звичайно ці маси приводять до осі шатунної шийки. Умовою приведення є рівність відцентрових сил приведеної й дійсної мас (рис. 1.2) [31].

Так, для кривошипа дістанемо  $m_{\kappa}r\omega^2 = m_{\kappa}\rho\omega^2$ , звідки маємо

$$m_{\kappa r} = m_{\kappa} \frac{\rho}{r}, \qquad (1.6)$$

де  $m_{\kappa}$  і  $m_{\kappa r}$  – дійсна маса кривошипа та приведена до його радіуса, кг; r і  $\rho$  – радіус кривошипа та відстань до центру інерції кривошипа від осі обертання, м.



Рисунок 1.2 – Схема приведення маси кривошипа

Сума маси шатуна  $m_2$ , віднесеної до осі шатунної шийки, і приведеної маси кривошипа  $m_{\kappa r}$  складають результуючу масу  $m_r = m_{\kappa r} + m_2$  неврівноважених обертових частин кривошипа, приведених до осі шатунної шийки.

## 1.3 Визначення приведеного моменту інерції елементів двигуна внутрішнього згоряння

При проектуванні поршневих ДВЗ, для спрощення задач конструювання, приведений момент інерції поршневого ДВЗ вважають постійним [1, 3–4, 6, 8, 23, 31, 33, 35, 37, 41, 64, 66, 71, 85–86, 105, 108–109, 119] та ін.

Для поршневих двигунів з КШМ характерною є зміна кутової частоти обертання  $\omega$  колінчастого вала від кута його повороту, яка відбувається внаслідок мінливості крутного моменту  $M_{\kappa p}$  та моменту механічних втрат та опору  $M_w$  [31].

Розрахунковим шляхом зміну швидкості обертання колінчастого вала визначають, виходячи із основного закону динаміки обертового руху

$$J\frac{d\omega}{dt} = M_{_{KP}} - M_{_{W}}, \qquad (1.7)$$

де *J*− сумарний момент інерції всіх мас деталей двигуна та споживачів, що рухаються, приведений до осі колінчастого вала, кг·м<sup>2</sup>.

Момент інерції двигуна виражається наступними складовими, кг $\cdot$ м<sup>2</sup>

$$J = J_{\kappa.e.} + J_2 + J_{M} + J_{n.o} + J_a + J_{aem}, \qquad (1.8)$$

де  $J_{\kappa. g.}$  – момент інерції колінчастого вала, кг·м<sup>2</sup>;

 $J_{2}; J_{M}; J_{n,\partial}; J_{a}; J_{aem}$  – моменти інерції, що приведені до осі колінчастого вала, відповідно, маси нижньої частини шатуна, приведеної до осі шатунної шийки; маховика; мас КШМ, що рухаються поступально; агрегатів, що приводяться від колінчастого вала; приведеного моменту інерції автомобіля або трактора, кг·м<sup>2</sup>.

Момент інерції колінчастого вала у свою чергу має наступні складові, кг·м<sup>2</sup>

$$J_{\kappa.6.} = J_{\kappa} + J_{u} + J_{u} + J_{np} + J_{\partial}, \qquad (1.9)$$

де  $J_{\kappa}$  – момент інерції корінних шийок, кг·м<sup>2</sup>;

 $J_{\scriptscriptstyle m}$  – момент інерції шатунних шийок, приведений до осі корінних шийок, кг·м²;

 $J_{u}, J_{np}$  – момент інерції щік і противаг, приведені до осі корінних шийок колінчастого вала, кг·м<sup>2</sup>;

*J*<sub>∂</sub> – у двигуні з демпфером – момент інерції частини демпфера, що зв'язаний жорстко з колінчастим валом, кг·м<sup>2</sup>.

Момент інерції маси шатуна, приведений до осі шатунної шийки визначають з виразу  $J_2 = m_2 r^2$ . Момент інерції щік і противаг, які мають складну форму, визначають як суми моментів інерції складових елементів простої форми, на які їх розбивають. Так само роблять і при визначенні моментів інерції демпфера й маховика.

Момент інерції мас деталей КШМ, що рухаються поступально  $J_{n.o}$ , визначають, представляючи їх еквівалентним диском, виходячи із рівності кінетичних енергій

$$\frac{m_{n.\partial}v^2}{2} = J_{n.\partial}\frac{\omega^2}{2},$$
 (1.10)

де  $m_{n.\partial}$  – маса частин, що рухаються поступально, кг.

Враховуючи швидкість руху поршня та провівши певні перетворення, останній вираз можна представити [31], кг·м<sup>2</sup>

$$J_{n,o} = \frac{m_{n,o}r^2}{2} \left(1 + \frac{\lambda^2}{4}\right) \approx \frac{m_{n,o}r^2}{2}, \qquad (1.11)$$

де  $\lambda$  – кінематичний параметр КШМ.

Момент інерції  $J_{\partial c}$  маси, яка пов'язана з колінчастим валом понижувальною передачею, приводять із урахуванням передаточного відношення  $J_{np} = \frac{J_{\partial c}}{i^2}$ , а при підвищувальній –  $J_{np} = J_{\partial c} i^2$ .

Момент інерції маси автомобіля  $M_a$  приводиться з урахуванням передаточних відношень коробки передач  $i_{\kappa,n}$  і головної передачі  $i_0$ , кг·м<sup>2</sup>

$$J_{asm} = \frac{M_a r_k^2}{i_{\kappa,n} i_0},$$
 (1.12)

де *r<sub>k</sub>* – радіус колеса автомобіля, м.

Але при вивченні коливальних процесів, пов'язаних з ДВЗ, трансмісією та рушієм транспортного засобу, приведений момент інерції силової установки розглядають більш детально.

Деякі автори визначають момент інерції від мас, що рухаються поступально, спрощено за допомогою розкладання в ряд функцій їх руху [17, 38, 75], а дослідники [39, 48] наголошують на необхідності врахування непостійності осьового моменту інерції моторних мас при вивченні питань крутильних коливань колінчастого вала.

В роботі [90] розглянуто вплив змінної складової моменту інерції опозитного двухциліндрового ДВЗ на крутильно-коливальні процеси в трансмісії. А саме, запропоновано вираз щодо приведеного момент інерції, кг·м<sup>2</sup>

$$I_{np} = 2 \cdot m_n \cdot \frac{V_n^2}{\omega_\kappa^2} + 2 \cdot m_\omega \cdot \frac{V_{S\omega}^2}{\omega_\kappa^2} + 2 \cdot I_\omega \cdot \frac{\omega_{S\omega}^2}{\omega_\kappa^2} + I_\delta, \qquad (1.13)$$

де *m<sub>n</sub>* – маса поршня, кг;

 $V_n$  - швидкість лінійного переміщення поршня, м/с;

 $\omega_{k}$  – кутова швидкість кривошипа рад/с;  $m_{u}$  - маса шатуна, кг;

*V*<sub>su</sub> – лінійна швидкість центра мас шатуна, м/с;

*ω*<sub>*suu</sub> – кутова швидкість шатуна*, рад/с;</sub>

 $I_{uu}$ – центральний момент інерції шатуна, кг·м<sup>2</sup>;

 $I_{\partial} = (I_{p} \cdot i_{p.p.} + I_{p.e.})i_{p}^{2} + I_{mu} \cdot i_{M}^{2} + I_{M}$  – приведений до осі обертання колінчастого вала момент інерції, кг·м<sup>2</sup>;

*I<sub>p</sub>* – момент інерції ротора генератора в зборі;

*I*<sub>*p.6.*</sub> – момент інерції розподільного вала в зборі;

*I<sub>ти</sub>* – момент інерції шестерні масло насосу;

*I*<sub>м</sub>- момент інерції маховика зі зчеплення;

*i<sub>p.p.</sub>*, *i<sub>p</sub>*, *i<sub>м</sub>* – передавальні відношення від розподільного вала до генератора, від ротора генератора до колінчастого вала, від колінчастого вала до масляного насосу відповідно.

Вираз (1.13) пропонується представити [90], кг·м<sup>2</sup>

$$I_{np} = 2 \cdot m_n \cdot R^2 (\sin \varphi + \frac{R}{2 \cdot l} \cdot \sin 2\varphi)^2 + \left(2 \cdot m_u \cdot R^2 + \frac{2 \cdot I_u}{(l-h)^2}\right)^2 \cdot \left[\left(1 - \frac{h}{l}\right)^2 \cdot \cos^2 \varphi \cdot \left(\frac{h \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi \cdot R}{l\sqrt{l^2 - R^2} \cdot \sin^2 \varphi} - \sin \varphi\right)^2\right] + I_{\partial},$$
(1.14)

де *R* – радіус кривошипа, м;

*l* – довжина шатуна, м;

*h* – відстань від осі поршневого пальця до центра ваги шатуна, м;

 $\varphi$  – поточне значення кута ° п.к.в..

Для двигуна МТ 10-36 вираз (1.14) можна представити у вигляді полінома Фур'є  $I_{np} \approx 0,0639 - 0,00004 \cdot \cos 2\varphi$  Н·м·с<sup>2</sup> [90]. Внаслідок того, що амплітуда змінної складової моменту інерції має третій порядок малості по відношенню до постійної складової і шостий по відношенню до моменту інерції, прикладеному зі сторони колеса, нею нехтують.

Дослідники [63] при вивченні питання приведення КШМ ДВЗ до еквівалентної динамічної моделі коливально-крутильної системи обґрунтували, що КШМ суттєво впливає на крутильні коливання, особливо при кутах повороту колінчастого вала кратних дев'яносто градусів. Згідно з [70] вираз приведеного моменту інерції КШМ можна представити у вигляді, кг·м<sup>2</sup>

$$I_{np} = \left(I_{KB} + (m_{ul} + m_n) \cdot R^2\right) - 2\lambda \left(\frac{\cos\psi}{\cos\varphi}\right) (m_{ul}(l-h) + m_{ul}l) \cos(\varphi + \psi) + \left(I_{ul} + m_{ul} \cdot R^2 + m_{ul}(l-h)^2 + m_n l^2\right) \lambda \cdot \left(\frac{\cos\psi}{\cos\varphi}\right)^2,$$
(1.15)

де  $I_{\kappa 6}$  – момент інерції колінчастого вала, кг·м<sup>2</sup>;  $\psi$  – кут між віссю шатуна та горизонталлю,°.
В [103] запропоновано метод визначення приблизного значення моменту інерції КШМ, який після перетворень можна записати, кг·м<sup>2</sup>

$$I_{np} = I_{KB} + 0.5R^2 (m_{u}(k+1) + m_n), \qquad (1.16)$$
  

$$Ae \ k = \frac{h}{l}.$$

В роботі [61], для вивчення впливу зміни приведеного моменту інерції 4-х циліндрового рядного ДВЗ на коливання системи «двигун-підвіска», була розроблена математична модель на основі методу Лагранжа, яка враховує динамічну непостійність, що вноситься деталями КШМ.

сліл необхідність впливу Окремо відзначити врахування зміни приведеного момент інерції ДВЗ в задачах діагностики. Особливо гостро це питання стоїть при оцінці рівномірності робочих процесів в циліндрах [30, 69, 104, 106]. Найбільш універсальним тут є спосіб оцінки нерівномірності роботи циліндрів, заснований на аналізі зміни кутової швидкості колінчастого вала в межах кутів його повороту, що відповідають робочим тактам конкретних циліндрів [30]. При використанні цього методу використовують вираз  $\frac{dI_{np}}{d\omega} \cdot \frac{\omega^2}{2}$ , що визначає змінну складову І, інерційних сил від зворотньо-поступальних мас поршнів та частини маси шатунів, які віднесені до осей пальців відповідних циліндрів. Частка змінної складової *І*, в сумарному моменті інерції складає 1-2,7%, а період його зміни кратний кутовим інтервалам повороту колінчастого який відповідає вала. робочим ходам циліндрів. Наприклад, для чотирициліндрового рядного двигуна [30], кг·м<sup>2</sup>

$$I_{_{3M}}' = 2m_1 R^2 \left( 1 - \cos 2\varphi + \frac{\lambda^2}{4} - \frac{\lambda^2}{4} \cos 4\varphi \right), \qquad (1.17)$$

а момент від сил інерції мас, що рухаються поступально [30], Н·м

$$M_{i} = 2m_{1}R^{2}\omega^{2}\sin 2\varphi + m_{1}R^{2}\lambda^{2}\sin 4\varphi\omega^{2}. \qquad (1.18)$$

38

Враховуючи те, що вплив змінної складової моменту інерції  $\frac{dI_{np}}{d\varphi} \cdot \frac{\omega^2}{2}$  в 20-30 разів менший за вплив постійної (згідно спрощеної моделі (1.17)), цією складовою нехтують. В цьому випадку період зміни приведеного моменту інерції приймають рівним  $\pi$ . Кратність періоду зміни моменту інерції від змінної складової  $I_{34}$  кутовим інтервалам повороту колінчастого вала, що відповідають робочим тактам, дає можливість зробити висновок про ідентичність впливу  $M_i$  на зміну балансу моментів [30].

### 1.4 Аналіз втрат енергії в приводі автомобіля за рахунок нерівномірності ходу двигуна

Нерівномірність частоти обертання колінчастого вала ДВЗ зумовлена, в основному, змушуючими факторами – протіканням робочих процесів в окремих циліндрах та крутильними коливаннями елементів ДВЗ. Останні можуть бути досить небезпечними та значними за умови резонансу. Практичний аналіз крутильних коливань не вимагає врахування можливого резонансу за великим числом частот власних коливань. Для такого аналізу достатньо перші (нижчі) 2-З з них, з якими в робочому діапазоні частот обертання можуть резонувати 3-4 гармоніки крутного моменту  $M_{\kappa p}$ . Підтвердженням цього слугує те, що значення амплітуд гармонік  $M_{\kappa p}$  швидко зменшується зі збільшенням їх порядку та при резонансі, на частоті вищою за  $4\omega$  великих амплітуд коливань не буде, внаслідок малості  $M_{\kappa p}$  [35].

Всі причини, що викликають відмінності протікання робочих процесів в окремих циліндрах, можна умовно розділити на дві групи: фактори, що викликають систематичну відмінність індикаторної роботи окремих циліндрів; фактори, що обумовлюють міжциклові коливання робочого процесу [106].

В діагностиці широко використовується аналіз спектрів шумів. В загальному шумі, що являє собою комплекс коливань, які постійно змінюються за частотою та амплітудою, можна виділити два характерних рівня пружних та звукових коливань: макроскопічний та мікроскопічний. Макроскопічний рівень обумовлено імпульсами значної сили, що виникають при роботі двигуна (спалахи в циліндрах, удари клапанів, удари зубців шестерень при вході та виході з зачеплення, удари роликів о хвилі бігової доріжки підшипників та інші). При значних зазорах між деталями імпульсні сили набувають ударний характер. Це призводить до змушення власних коливань окремих деталей, які модулюються вимушеними коливаннями. Поява мікроскопічних імпульсів пов'язана з дискретною природою сил тертя. Поверхня любої деталі завжди неоднорідна, шорстка. Її структура залежить від способу обробки та характеру зношування. Флуктуація сили тертя достатньо велика, щоб збудити в матеріалі деталей пружні коливання, які накладаються на регулярний сигнал у вигляді шумового фону. Велика кількість періодично діючих джерел шуму та вібрацій обумовлює утворення суцільного акустичного спектру, який складається з окремих частот, кратних числу обертів колінчастого вала [22].

З іншого боку для електронного керування ДВЗ необхідну швидкодію системи управління робочим процесом можна визначити, виходячи з умов забезпечення заданої похибки реалізації регулювань двигуна при максимальній швидкості зміни положення режимної точки по цикловому наповненню. Система управління робочим процесом автомобільного двигуна повинна мати швидкодію, що забезпечує обробку сигналу, що характеризує зміну циклового наповнення двигуна, яка лежить в смузі частот від 0 до 20 Гц [21].

При індицируванні ДВЗ частоту власних коливань датчика підбирають за умови, щоб вона перевищувала частоту гармонік найвищого порядку із числа складових діаграми. Досвід показує, що найбільш повно діаграма може бути записана при врахуванні гармонік не нижче 150 порядку, тобто межа полоси частот для чотиритактного двигуна повинна бути не нижчою 1,25n Гц [88].

В останні роки увагу конструкторів привернув той факт, що крутильні коливання приводів ДВЗ супроводжуються не тільки поломками конструкції, але й втратами енергії, які раніше включалися у величину коефіцієнта корисної дії приводу. Слід зазначити той факт, що потужність втрат при резонансні та близьких до нього режимах роботи приводу різко зростає, і це ставить боротьбу з коливаннями в число заходів, що відносять до ресурсозбереження та підвищення екологічної безпеки машин.

Внутрішнє тертя в матеріалі та тертя в з'єднаннях (конструкційне демпфування) є причиною розсіювання енергії всередині коливальної системи. Незважаючи на успіхи, досягнуті при вивченні природи внутрішнього тертя, механізм цього складного явища дотепер залишається недостатньо вивченим. При врахуванні внутрішнього тертя в матеріалі звичайно застосовується в'язкопружна модель, що припускає залежність сил тертя від швидкості деформацій, тобто від частоти процесу. Для такої моделі створений надійний математичний апарат. Однак, в'язко-пружна модель не враховує релаксацію напруг. Експерименти останніх років показують, що сили внутрішнього не пружного опору в широкому діапазоні частот не залежать від швидкості деформацій, а залежать від самих деформацій (гіпотеза Е.С. Сорокіна) [17, 93]. Особливо це справедливо для тертя в так званих нерухомих з'єднаннях (пресових, заклепочних, різьбових, зварних тощо). На відміну від тертя в рухомих з'єднаннях (підшипниках, напрямних, передачах тощо), коли ігнорується деформація елементів кінематичної пари, тертя в нерухомому з'єднанні (конструкційне демпфірування) можна визначити при одночасному врахуванні як сил тертя по контактних поверхнях, так і деформацій з'єднаних елементів. Теорія конструкційного демпфірування заснована на найпростіших уявленнях про властивості матеріалу (закон Гука) і про фрикційні властивості контактних поверхонь (закон сухого тертя). Цим уявленням відповідає явище гістерезису, оскільки вид і площа петлі гістерезису не залежать від швидкості процесу циклічного деформування. Таким чином, завдання про конструкційне демпфірування зводиться до побудови або експериментального визначення

площі петлі гістерезису для різних типів з'єднань всієї або частини коливальної системи.

Для аналізу крутильних коливань приводу автомобіля доцільно експериментальне визначення площі петлі гістерезису, оскільки одночасно має місце й пружна складова деформації – жорсткість.

Автомобільний привід працює в широкому діапазоні частот обертання валів від нуля до 6000 хв<sup>-1</sup>. Відповідно максимальна частота збурювань від гармоніки другого порядку крутного моменту ДВЗ досягає 200 Гц. В цьому діапазоні обов'язково присутні нижчі власні частоти приводу. Тому наявність критичних обертів двигуна автомобіля є неминучим фактом. Якщо для дизель генераторів і інших установок з ДВЗ, що працюють на постійній частоті обертання, зони критичних обертів відзначені на тахометрі й працювати на них не рекомендується, то на автомобільному тахометрі довелось б відмічати кілька заборонних зон. Зрозуміло, що це неможливо [17].

Тому єдиним варіантом є усунення резонансних коливань за рахунок демпфірування. Відомо, що демпфірування особливо ефективно в резонансних та дорезонансних зонах. У зарезонансних зонах демпфірування викликає «розгойдування» коливань. Оскільки сили внутрішнього тертя залежать від деформацій, а деформації залежать від відношення частоти збурювання до власної частоти, то завдання зниження втрат енергії при коливаннях зводиться до визначення за можливістю власних частот приводу із зони частот обертання двигуна (традиційна задача). При неминучості критичних обертів двигуна необхідно мінімізувати амплітуди коливань приводу й тим самим - знизити втрати енергії в системі. Таким чином, зниження коливань призводить до зменшення розсіювання енергії всередині системи та до зниження додаткових напруг.

При виборі засобів для зменшення коливань важливо знати, яку частину в загальних втратах енергії всередині системи становлять втрати в з'єднаннях, і як найбільш ефективно впливати на їх величину. Тому доцільно розділити некероване внутрішнє тертя в матеріалі та сухе тертя в з'єднаннях, яким можна керувати, змінюючи конструкцію. При використанні в математичній моделі коливань узагальненої гіпотези Є.С. Сорокіна такий підхід стає можливим.

Комплексна сила тертя в з'єднаннях дорівнює [17], Н

$$F_{mp}^* = cx^* \left( 1 + i\frac{\theta}{2\pi} \right), \tag{1.19}$$

де  $x^* = U + iV$  – комплексні переміщення, м; с – жорсткість, Н/м;

 $\theta = \frac{2\Theta(A)}{cA^2}$  – коефіцієнт поглинання, що залежить від площі петлі гістерезису  $\Theta$  при максимальній деформації *A*.

Експерименти показують, що для даного типу нерухомих з'єднань, *θ* – постійна величина.

При дії крутного моменту із частотою  $\omega$  в силовому приводі виникають пружні деформації ділянок приводу (кути закручування) з цією ж частотою збурення  $\omega$ . Амплітуди кутів закручування ділянок, рівні різниці амплітуд коливань мас, залежать від близькості частоти  $\omega$  до однієї з власних частот приводу.

Досвід досліджень коливань автомобільних конструкцій показує, що спектр власних частот (власний спектр) коливань підресореної маси 1–5 Гц, силового агрегату 10–40 Гц, непідресорених мас 6–18 Гц, карданної передачі 50–100 Гц, трансмісії 10–100 Гц, залежно від включеної передачі. Частоти основних збурюючих факторів ДВЗ: першої й другої основних гармонік крутного моменту та моменту карданного вала лежать у діапазоні 10–100 Гц [17].

Таким чином, резонансні коливання приводу неминучі. Для оцінки небезпеки тих або інших режимів роботи та оцінки втрат потужності двигуна на коливання в механічній системі, необхідно проаналізувати всі фактори, що впливають на втрати енергії в коливальній системі.

Середнє значення потужності, що витрачається при коливаннях протягом періоду *Т* коливань, дорівнює [17], Вт

$$N_{cp} = \frac{1}{T} \sum_{i=1}^{S} b_i \dot{x} dt , \qquad (1.20)$$

де *i* – номер ділянки демпфування (координати);

*S* – кількість ділянок;

*b<sub>i</sub>*-коефіцієнт демпфування;

*х*-швидкість деформації, м/с.

Для лінійної системи [17], Вт

$$N_{cp} = \frac{2}{T} \int_{0}^{T} \Phi dt, \qquad (1.21)$$

де Ф – функція втрат

$$\Phi = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{n} b_{ij} \cdot \dot{q}_{i} \cdot \dot{q}_{j}, \qquad (1.22)$$

де *n* – число ступенів свободи;

 $b_{ij}$ – елементарна матриця демпфування;

 $\dot{q}_i, \dot{q}_j$  – узагальнені швидкості, м/с;

 $\dot{q}_i$  та  $\dot{q}_j$  – залежать від змушуючих сил (або моментів),

тоді [17]

$$N_{cp} = \frac{1}{T} \sum_{i=1}^{k} \int_{0}^{T} F_i \cdot \dot{x}_i \cdot \cos \alpha_i dt , \qquad (1.23)$$

де *k* – число змушуючих сил;

- *F<sub>i</sub>* та *x<sub>i</sub>* модулі сили та швидкості деформації;
- *а<sub>i</sub>* кут між напрямком сили та переміщення, град.

Якщо гармонічна сила  $F_i = F \cos \omega t$ , швидкість  $x = X \cos \omega t$ , а прискорення  $\dot{x}_i = -X_i \omega \sin \omega t$ , тоді [17], Вт

$$N_{cp} = \frac{1}{2} F X \omega \cos \alpha \sin \phi , \qquad (1.24)$$

де  $\phi$  – фаза, град.

Для одномасової системи та при α=0, Вт

$$N_{cp} = \frac{F_a^2 \cdot b \cdot \omega^2}{2[(c - m\omega^2) + b\omega^2]} = \frac{F \cdot h \cdot \omega^2}{m[(p^2 - \omega^2) + 4h\omega^2]}, N_{cp} = \frac{F_a^2 \cdot w \cdot \sin 2\varphi}{4m(p^2 - w^2)},$$
(1.25)

де h – відносне тертя;

*m* – маса, що коливається, кг;

*p* – частота власних коливань, Гц.

Миттєва потужність

$$N = F \cdot \dot{x} \cdot \cos \omega t , \ \dot{x} = -X_{\omega} \cdot \sin(\omega t - \varphi).$$
(1.26)

Тоді, враховуючи (1.20)

$$N = N_{cp} - \frac{1}{2} F \cdot X \omega \cdot \sin(2\omega t - \varphi) . \qquad (1.27)$$

Миттєва потужність 4 рази змінює свій знак за період коливань. Коли *N* додатне, енергія віднімається від джерела в коливальній системі, а коли від'ємне, енергія поступає в джерело з вібруючої системи. При цьому максимальне та мінімальне значення потужності дорівнює, відповідно,

$$N_{\max} = \frac{1}{2} F \cdot X \omega \cdot (1 + \sin \varphi) \text{ Ta } N_{\min} = -\frac{1}{2} F \cdot X \omega \cdot (1 - \sin \varphi).$$

Вираз (1.20) можна представити у вигляді, [17]

$$N = \frac{1}{2} F \cdot X \omega \cdot \sin \varphi (1 - \cos(2\omega t - 2\varphi)) - \frac{1}{2} F \cdot X \omega \cdot \cos \varphi \cdot \sin(2\omega t - 2\varphi)).$$
(1.28)

При цьому перший доданок означає коливання значення потужності біля активної потужності  $N_{cp}$  з амплітудою від 0 до  $2N_{cp}$ , а другий доданок – величину реактивної потужності з амплітудою коливань  $N_{cp}ctg\varphi$  близько до нуля.

Фактори, що впливають на демпфування зазвичай невідомі, тому, як правило, єдиним надійним критерієм оцінювання втрати потужності може бути  $N_{cp}^{max}$  [17], Вт

$$N_{cp}^{\max} = \frac{F^2 \cdot \omega}{4m(p^2 - \omega^2)},\tag{1.29}$$

при цьому  $h = \frac{\left|p^2 - \omega^2\right|}{2\omega}$ .

Наряду з втратами потужності при коливаннях спостерігаються втрати середнього вібраційного моменту [17].

Таким чином, втрати енергії в приводі при рівності демфуючих характеристик зв'зків визначаються власними частотами та амплітудами коливань мас і можуть бути визначені за вищезгаданими формулами.

### 1.5 Методи експериментального дослідження динамічних параметрів двигуна внутрішнього згоряння

Як показує досвід, перетворювачі (датчики) крутного моменту часто піддаються руйнуючому перевантаженню, особливо в ДВЗ, де має місце пульсуючий крутний момент [46]. Це пояснюється тим, що середнє значення крутного моменту створюється послідовністю імпульсних моментів, які можуть значно його перевершувати. У той же час, часто помилково, при тарируванні та

випробуваннях датчиків крутного моменту, використовують електродвигуни, що створюють постійний крутний момент. Також не враховують того, що досліджувана установка являє собою коливальну систему і, що в ній можуть виникати крутильні коливання. При переході через положення резонансу миттєві значення можуть у багато разів перевищити середнє значення крутного динамічної характеристики моменту. При вимірюванні коливальної перевірити, виробничого устаткування також необхідно мірою якою перетворювач (датчик) крутного моменту, що діє як торсіонна пружина, змінює коливальну характеристику всієї установки в цілому.

Пристрої для вимірювання крутного моменту, за принципом їх роботи, можна розділити на такі групи [107]:

- трансмісійні динамометри;

- балансирні динамометри;

- перетворюючі стенди для вимірювання крутного моменту за вторинними параметрами;

- торсіометри.

Найбільш зручними для застосування в промислових установках є торсіометри, тому вони й отримали найбільше розповсюдження. В торсіометрах вимірювання крутного моменту зводиться до визначення величини деформації пружного елементу, розташованого в кінематичному тракті передачі моменту, наприклад [87, 107]. В багатьох типах торсіометрів таким елементом служить вал. В залежності від способу вимірювання деформації, групу торсійних приладів можна розділити на дві підгрупи [89]: крутильні торсіометри; тензометричні торсіометри.

В торсіометрах першої підгрупи вимірюється кут закручування пружного елементу між двома вибраними його перетинами, а в торсіометрах другої підгрупи виміряється місцева деформація на окремій ділянці пружного елемента.

За родом використаної енергії крутильні торсіометри можна розділити на механічні, гідравлічні, оптичні, електричні та змішані. Як крутильні, так і

тензометричні торсіометри можуть бути розміщені на пружному елементі (валу), що обертається, або поза ним (безконтактні). Подальша класифікація торсіометрів може бути проведена за видом використовуваних вимірювальних перетворювачів, наприклад ємкісні, фотоелектричні, магнітопружні та інші [89].

Крім перерахованих вище пристроїв, робота яких заснована на торсіонному ефекті, є перспективними пристрої, засновані на вимірюванні зміни поперечної сили та крутного моменту за реакціями опор [12]. Цей спосіб може бути успішно застосовуваним для вимірювання крутного моменту на вертикально розташованих валах.

При діагностуванні також широко використовуються методи діагностики без розбирання силового агрегату [69]:

- безгальмівний метод визначення показників потужності двигуна (автомобіля) за значенням прискорення вільного розгону колінчастого вала [98];

- метод визначення несправностей двигуна за нерівномірністю обертання колінчастого вала на усталених режимах роботи;

- віброакустичний метод діагностики технічного стану вузлів і механізмів двигуна.

Також окремо слід згадати індицирування ДВЗ. Індикаторні діаграми тисків у циліндрах дозволяють визначати середній індикаторний тиск і, отже, індикаторну потужність двигуна, оцінювати особливості окремих робочих процесів, механічні втрати на тертя у двигуні, жорсткість його роботи, температуру робочого тіла і т.п. Індицирування випускного трубопроводу двигуна дозволяє, наприклад, визначати значення миттєвих температур потоку, щільність і витрату газу, якщо записи повних і статичних тисків зроблені одночасно для двох прийнятих перетинів трубопроводу.

Для індицирування швидкохідних двигунів застосовують п'єзоелектричні, ємнісні, тензометричні та інші типи датчиків. Найкращими динамічними властивостями володіють ємнісні, у яких пружним елементом служить мембрана не зв'язана механічно з перетворювачем. Близькими до них властивостями мають тензодатчики з безпосереднім розміщенням перетворювача на мембрані.

Певні труднощі викликає необхідність охолодження датчиків, тому що електричні властивості, наприклад кварцових кристалів, починають помітно змінюватися зі збільшенням температури до 150 °C та більше. Саме тому на практиці індицирування застосовують як датчики з охолодженням, так і з охолодженням мембрани. Загальне охолодження датчика здійснюють водою, що циркулює в рубашці охолодження блока циліндрів [88].

Сьогодні промисловість випускає більш точні датчики з лінійними вихідними характеристиками. Прикладом такого датчика може служити SML-20.0 фірми ADZ Nagano GmbH, який має діапазон вимірювання 0...100 бар (похибка вимірювання 0,5 %), який успішно використовувався при індицируванні робочого процесу в циліндрі двигуна в роботі [40].

В результаті аналізу наукової літератури, що присвячена питанням впливу приведеного моменту інерції КШМ на роботу ДВЗ було встановлено, що необхідно враховувати зміну приведеного моменту інерції КШМ ДВЗ при вирішенні задач пов'язаних з коливаннями ДВЗ та їх діагностуванні. Але приведені моделі зміни приведеного моменту інерції КШМ ДВЗ:

- є приблизними або приведений моменту інерції вважається постійним;

- визначаються лише для окремо взятих конкретних ДВЗ;

- враховують одне найвпливовіше положення КШМ;

- пропонують досить складний математичний апарат, який може бути розв'язаний лише чисельними методами, що обмежує його використання на практиці.

#### 1.6 Висновки до розділу 1

1. В умовах посилення вимог до параметрів роботи двигунів внутрішнього згоряння та удосконалення їх конструкції одним з пріоритетних напрямків можна вважати зменшення нерівномірності протікання робочих процесів та ходу двигуна.

2. Встановлено, що вплив зміни приведеного моменту інерції кривошипношатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння на нерівномірність ходу багатьма авторами вважається несуттєвим, тому його вважають постійним.

3. Обгрунтована необхідність врахування зміни приведеного моменту інерції двигуна внутрішнього згоряння, який, в більшості випадків, вважається постійною величиною, при дослідженні коливальних процесів, пов'язаних з двигуном та в задачах діагностики.

4. Запропоновано розробити методику визначення крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння та покращити параметри його нерівномірності ходу, враховуючи зміну його приведеного моменту інерції.

#### **РОЗДІЛ 2**

### ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ПРИВЕДЕНОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

В сучасній теорії теплових машин поршневий ДВЗ розглядають окремо, як систему елементів, що не деформуються, та як систему елементів, що деформуються. ДВЗ, як система недеформуємих елементів, представляється розрахунковою схемою з одним ступенем вільності – кутом повороту колінчастого вала. ДВЗ, як реальна система елементів, що деформуються, має нескінченне число ступенів вільності. Однак, для вивчення окремих характеристик динамічних явищ з достатньою для практики точністю, в розрахунковій схемі можна обмежити кількість ступенів вільності, що враховуються. Зараз найбільшого розповсюдження набули дискретні розрахункові схеми, в яких масивні елементи, що мають інерційні властивості, з'єлнані між собою невагомими пружними елементами. Необхідність врахування більшої кількості конструктивних особливостей призводить до більш складних розрахункових схем з дискретними елементами. Рівняння руху елементів розрахункових схем складають використовуючи рівняння Лагранжа II роду (для дискретних елементів) або варіаційний принцип Гамільтона (для елементів з розподіленими параметрами). Для розв'язку таких залач використовують більш складний математичний апарат, що обмежує його використання на практиці.

Будь-яка математична модель намагається як найточніше описати реальний процес з деякими припущеннями, використання яких значно спрощує як саму модель, так і її розрахунок відповідно до мети основних задач досліджень.

Отже, при розгляді ДВЗ, його елементи розглядаються, як тіла, що не деформуються.

# 2.1 Зміна положення центра мас кривошипно-шатунного механізму одноциліндрового двигуна внутрішнього згоряння

Однією з складових пульсації крутного моменту ДВЗ є дія моментів від сил тяжіння КШМ [17]. Для того, щоб враховувати цей вплив, необхідно вивчити закон їх дії. Розглянемо математичну модель, для дослідження зміни положення центру мас від його масово-геометричних параметрів, взаємозв'язок яких наведений в табл. 2.1.

Назва	Позна- чення	Формула	Діапазон значень
Кінематичний параметр КШМ	λ	$\lambda = \frac{R}{L}$	0,2–0,3
Відносна відстань від осі			
поршневого пальця до центра	$x_L$	$x_L = (0, 7-0, 8)L, MM$	_
мас шатуна			
Хід поршня	S	S=2·R,мм	_
Діаметр поршня	$D_n$	_	D <sub>n</sub> =60-100мм*
Відношення ходу поршня S до	S/D	_	S/D -0 7-1 5*
його діаметра <i>D</i> <sub>n</sub>	$D_n$		$5/D_n = 0, 7 = 1, 5$
Площа поршня	$F_n$	$F_n = \pi D_n^2 / 4, \ M^2$	_
Маса поршневої групи з	m		m = (80 - 150)E vr*
алюмінієвого сплаву	$m_n$		$m_n = (00 130) n_n, \text{ Kr}$
Маса шатуна	m <sub>w</sub>	_	$m_{uu} = (100 - 200)F_n,$
			$K\Gamma^*$
Маса неврівноваженої частини			
одного коліна вала без	$m_{\kappa}$	_	$m_{\kappa} = (150-200)F_n,  \kappa\Gamma^*$
противаг**			

Таблиця 2.1 – Основні масово-геометричні параметри КШМ ДВЗ [64]

Примітки: <sup>\*</sup>для карбюраторного двигуна;

\* для сталевого кованого вала з суцільними шийками.

Проаналізуємо КШМ, що має в своєму складі одне коліно колінчастого вала заданого радіуса *R* без противаг, шатун, поршневу групу, розрахункова схема якого зображена на рис. 2.1.



Рисунок 2.1 – Схема КШМ ДВЗ

Відомо [19, 84], що координати центра мас системи матеріальних точок (центр мас деталей КШМ) дорівнюють відношенню суми добутків відповідних координат центра мас на масу відповідної матеріальної точки до загальної маси системи.

Координати руху центра мас шатуна та поршневої групи постійно змінюються і можуть бути виражені

$$\begin{cases} x_c = R \cdot \cos \varphi + (L_u - x_L) \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi} \\ y_c = x_L \cdot \lambda \cdot \sin \varphi \\ \begin{cases} x_b = R \cdot \cos \varphi + L_u \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi} \\ y_b = 0 \end{cases}, \end{cases}$$
(2.1)

де *φ* – кут повороту колінчастого вала.

Координати центра мас коліна колінчастого вала рухаються по колу, тому їх легко виразити із закону косинусу або синусу.

Враховуючі дані табл. 2.1 та (2.1), одержано сімейство точок положення центра мас КШМ з кроком кута повороту колінчастого вала 0,1 град (рис.2.2).

Координати центра мас КШМ *X<sub>C</sub>*, *Y<sub>C</sub>* можна визначити знаючи відповідні координати центра мас деталей КШМ (2.1), *мм* 

$$X_{C} = \frac{1}{m_{ul} + m_{n} + m_{k}} \begin{pmatrix} m_{ul} \left[ R \cdot \cos \varphi + (L_{ul} - x_{L}) \cdot \sqrt{1 - \lambda^{2} \cdot \sin^{2} \varphi} \right] + \\ m_{n} \left[ R \cdot \cos \varphi + L \sqrt{1 - \lambda^{2} \cdot \sin^{2} \varphi} \right] + m_{k} k R \cos \varphi \end{pmatrix},$$

$$Y_{C} = \frac{1}{m_{ul} + m_{n} + m_{k}} (m_{ul} R x_{L} \lambda \cdot \sin \varphi + m_{k} k R \sin \varphi),$$
(2.2)

де k – відносна відстань від осі колінчастого вала до центра мас одного коліна вала без противаг,  $k=(0\div 1)R$ , *мм*.



Рисунок 2.2 – Положення центра мас КШМ ДВЗ для певних масовогеометричних параметрів

З (2.2) видно, що на положення центра мас КШМ ДВЗ впливають лише питомі маси поршневої групи  $m_n$ , шатуна  $m_u$  та коліна колінчастого вала без противаг  $m_\kappa$ , а з геометричних показників – радіус кривошипа R, довжина шатуна L, відносна відстань від осі поршневого пальця до центра мас шатуна  $x_L$ , відносна відстань від осі колінчастого вала до центра мас одного коліна вала без противаг  $m_{\kappa}$  та кінематичного параметра КШМ  $\lambda$ . З урахуванням (2.2) відстань від осі обертання колінчастого вала до центра мас КШМ ДВЗ rпропонується записати у вигляді, *мм* 

$$r = \frac{1}{m_{uu} + m_n + m_k} \sqrt{z_1 + z_2 + z_3 + z_4},$$
(2.3)

де

$$\begin{split} z_{1} &= m_{u}^{2}R^{2}\cos^{2}\varphi - 2m_{u}^{2}Lx_{L} + 2m_{u}L^{2}m_{n} - 2m_{u}x_{L}m_{n}L + m_{n}^{2}R^{2}\cos^{2}\varphi + m_{u}^{2}x_{L}^{2} + m_{n}^{2}L^{2} + m_{u}^{2}R^{2}k^{2} \\ &- m_{u}^{2}L^{2}\lambda^{2} + m_{u}^{2}L^{2}\lambda^{2}\cos^{2}\varphi - m_{n}^{2}L^{2}\lambda^{2} + m_{n}^{2}L^{2}\lambda^{2}\cos^{2}\varphi; \\ z_{2} &= 2m_{u}L^{2}m_{n}\lambda^{2}\cos^{2}\varphi - 2m_{u}L^{2}m_{n}\lambda^{2} + 2m_{u}x_{L}m_{n}L\lambda^{2} - 2m_{u}x_{L}m_{n}L\lambda^{2}\cos^{2}\varphi + 2m_{u}^{2}Lx_{L}\lambda^{2} \\ &- 2m_{u}^{2}Lx_{L}\lambda^{2}\cos^{2}\varphi + 2m_{u}x_{L}\lambda m_{k}kR - 2m_{u}x_{L}\lambda m_{k}kR\cos^{2}\varphi + 2m_{u}R^{2}m_{k}k\cos^{2}\varphi; \\ z_{3} &= 4m_{u}Rm_{n}L\cos\varphi\sqrt{1-\lambda^{2}\sin^{2}\varphi} - 2m_{u}^{2}Rx_{L}\cos\varphi\sqrt{1-\lambda^{2}\sin^{2}\varphi} + \\ 4m_{u}Lm_{k}kR\cos\varphi\sqrt{1-\lambda^{2}\sin^{2}\varphi} + 2m_{u}R^{2}m_{n}\cos^{2}\varphi + 2m_{n}^{2}RL\cos\varphi\sqrt{1-\lambda^{2}\sin^{2}\varphi}; \\ z_{4} &= 2m_{n}R^{2}m_{k}k\cos^{2}\varphi - 2m_{u}x_{L}m_{n}R\cos\varphi\sqrt{1-\lambda^{2}\sin^{2}\varphi} + \\ -2m_{u}x_{L}m_{k}kR\cos\varphi\sqrt{1-\lambda^{2}\sin^{2}\varphi}. \end{split}$$

В результаті аналізу чисельних значень відстаней від осі обертання колінчастого вала до центра мас КШМ ДВЗ *r* встановлено, що вони змінюється за законом косинуса, який може бути представлений у вигляді, мм

$$r = a\cos\varphi + b \tag{2.4}$$

де *а* – амплітуда (відстані від осі обертання колінчастого вала до центра мас КШМ ДВЗ *r*), мм;

 $\varphi$ - кут повороту колінчастого вала ДВЗ, °;

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

Залежність (2.4) отримана апроксимацією значень відстаней від осі обертання колінчастого вала до центра мас КШМ ДВЗ *г* з достовірністю апроксимації 0,99.

Порівнявши (2.3) та (2.4) можна встановити, що їх відрізняє радикал  $\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}$ , але він при всіх можливих значеннях масово-геометричних параметрів КШМ ДВЗ (табл. 2.1) фактично дорівнює одиниці, тому ним можна знехтувати. Отже з (2.3) та (2.4) можна зробити висновок, мм

$$a = \frac{1}{m_{u} + m_{n} + m_{k}} \times \sqrt{\frac{m_{u}^{2}R^{2} + m_{n}^{2}R^{2} + m_{u}^{2}L^{2}\lambda^{2} + m_{n}^{2}L^{2}\lambda^{2} + 2m_{u}L^{2}m_{n}\lambda^{2} - 2m_{u}x_{L}m_{n}L\lambda^{2} - 2m_{u}x_{L}\lambda^{2} - 2m_{u}x_{L}\lambda m_{k}kR + 2m_{u}R^{2}m_{k}k + 2m_{u}R^{2}m_{n} + 2m_{n}R^{2}m_{k}k},$$

$$b = \frac{1}{m_{u} + m_{n} + m_{k}} \times \sqrt{\frac{-2m_{u}^{2}Lx_{L} + 2m_{u}^{2}L^{2}m_{n} - 2m_{u}x_{L}m_{n}L + m_{u}^{2}x_{L}^{2} + m_{n}^{2}L^{2} + m_{u}^{2}L^{2} + m_{u}$$

Розписавши кінематичний параметр КШМ λ, вираз (2.5) можна переписати у вигляді, мм

$$a = \frac{R\sqrt{2}}{m_{u} + m_{n} + m_{k}} \times \sqrt{(m_{u} + m_{n})^{2} - m_{u}x_{L}\frac{1}{L}(m_{u} + m_{n} + m_{k}kR) + m_{k}kR(m_{u} + m_{n})},$$

$$b = \frac{1}{m_{u} + m_{n} + m_{k}} \times \sqrt{\frac{-2m_{u}^{2}Lx_{L}(m_{u} + m_{n}) + L^{2}(m_{u} + m_{n})^{2} + m_{u}^{2}x_{L}^{2} - (2.6)}{R^{2}[(m_{u} + m_{n})^{2} - m_{k}^{2}x_{L}k^{2}] + 2m_{u}x_{L}\frac{R^{2}}{L}(m_{u} + m_{n} + m_{k}k)}.$$

$$(2.6)$$

З (2.6) видно, що значення амплітуди a не залежать від кінематичного параметру КШМ  $\lambda$ , а суттєвий вплив на неї оказує саме радіус кривошипа R.

Вирази (2.3) та (2.4) не можуть бути приведеними один до одного остаточно, внаслідок відсутності в (2.4) доданку  $2ab\cos\varphi$  навіть при нехтуванні радикалом  $\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}$ . Максимальна відносна похибка (2.4) та (2.3), враховуючи (2.6), при всіх можливих масово-геометричних параметрах КШМ ДВЗ складає 2,8% за оберт колінчастого вала.

Дослідження впливу масово-геометричних параметрів КШМ ДВЗ, що входять в (2.3) та (2.6) на величини амплітуди *а* та зміщення вздовж осі ординат *b* наведено в роботі [27].

В результаті проведеного аналізу встановлено, що за сумою абсолютних величин зміни амплітуди a та зміщення вздовж осі ординат b найвпливовішим параметром є кінематичний параметр КШМ  $\lambda$  та радіус кривошипа R.

Для можливості порівняння запропоновано оцінювати зміну положення центра мас КШМ ДВЗ коефіцієнтом  $\delta_r$  [24]

$$\delta_r = \frac{r_{\max} - r_{\min}}{r_{cp}},\tag{2.7}$$

де  $r_{\text{max}}$  – максимальна відстань від осі обертання до центра мас КШМ, м;  $r_{\text{min}}$  – мінімальна відстань від осі обертання до центра мас КШМ, м;

 $r_{cp}$  – середня відстань від осі обертання до центра мас КШМ за період її зміни, м.

Для перевірки математичної моделі (2.3) було проведено розрахункове дослідження процесу зміни положення центра мас КШМ ДВЗ за допомогою системи КОМПАС-3D V8 [65], в якій було створено КШМ, що складається з одного коліна колінчастого вала, шатуна та поршневої групи. Визначено поточні значення центра мас КШМ ДВЗ за величинами  $X_C$ ,  $Y_C$ ,  $Z_C$  для всіх кутів повороту колінчастого вала. Якщо врахувати, що в КШМ центр мас поршневої групи не лежить на осі поршневого пальця, максимальна відносна похибка відстані *r* за оберт, розрахованої за допомогою (2.3), складає 0,37% [26].

# 2.2 Зміна приведеного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму одноциліндрового двигуна внутрішнього згоряння

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. Такий підхід широко використовується при вивченні крутильних коливань колінчастого вала двигуна [1, 4, 66, 86] та ін.. 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.

Теорема про зміну кінетичної енергії механічної системи є частковим випадком загального закону збереження енергії. Частина кінетичної енергії перетворюється в інші форми енергії, та навпаки, частина енергії інших форм перетворюється в кінетичну енергію. Результатом перетвореної енергії є робота - такий фізичний зміст названої теореми.

Для будь-якої механічної системи теорема про зміну кінетичної енергії в інтегральній формі має вигляд, Дж

$$T - T_0 = \sum A_k^e + \sum A_k^i , \qquad (2.8)$$

де *T*<sub>0</sub>, *T* – кінетична енергія системи при її переміщенні, відповідно, з початкового положення в кінцеве, Дж;

 $\sum A_{k}^{e}, \sum A_{k}^{i}$  – сума робіт зовнішніх та внутрішніх сил, що діють на систему при тому ж її переміщенні, Дж.

У випадку застосування (2.8) до абсолютно твердого тіла або до незмінної механічної системи, математичний запис вказаної теореми буде мати вигляд, Дж

$$T - T_0 = \sum A_k^e , \qquad (2.9)$$

або у диференційній формі, Дж

$$\frac{dT}{dt} = \sum N_k^e \,, \tag{2.10}$$

де  $\sum N_k^e$  – сума потужностей зовнішніх сил, що прикладені до точок системи, Вт.

У вигляді (2.9, 2.10) теорема про зміну кінетичної енергії найбільш часто застосовується для дослідження руху різних машин і механізмів, зокрема, для руху поршневих двигунів і компресорів. Для більшості інженерних завдань, пов'язаних з дослідженням обертання головних валів поршневих машин, названі механізми розглядаються як незмінні механічні системи з одним ступенем свободи. Деформації деталей машин у такій постановці не враховуються. Виключення становлять питання визначення вібрацій деталей, крутильних та згинальних коливань валів, ударних навантажень при наявності зазорів тощо.

За допомогою теореми про зміну кінетичної енергії визначають, використовуючи інтегральну форму:

- швидкості точок механічної системи в тих випадках, коли сили постійні або не залежать від переміщення;

- роботу будь-якої сили з діючих на систему, знаючи швидкості точок механічної системи в її початковому й кінцевому положеннях.

Застосовуючи диференціальну форму теореми визначають:

- прискорення точок і кутові прискорення ланок в тих випадках, коли діючи сили не постійні, або залежать від переміщення системи;

- рівняння динаміки системи, використовуючи поняття "приведеної маси" або приведеного моменту інерції одного з елементів механічної системи.

Слід сказати, що останні два пункти ефективніше реалізуються за допомогою інших, більш загальних методів аналітичної механіки. Однак у ряді задач для виводу рівнянь динаміки систем традиційно використовують приведення мас і моменту інерції всіх ланок до одного елементу системи, рух якого досліджують. Прикладами можуть служити рівняння динаміки автомобіля, механічних регуляторів, систем автоматичного регулювання тощо. Для полегшення розрахункових досліджень, пов'язаних із застосуванням теореми про зміну кінетичної енергії системи, необхідно вказати три класи сил, робота яких дорівнює нулю, і які не потрібно враховувати в даній постановці завдання:

- реакції зв'яків без тертя;

- внутрішні сили абсолютно твердих тіл, абсолютно гнучких і нерозтяжних ниток, що входять у систему;

- сили тертя (зчеплення), прикладені в точках контакту тіл, що перекочуються без ковзання по поверхні інших тіл.

Кінетична енергія кривошипа, який здійснює обертальний рух, Дж

$$T_k = I_k \frac{\omega^2}{2}, \qquad (2.11)$$

де  $\omega$  – частота обертання колінчастого вала, рад/с;

 $I_k$  – момент інерції кривошипа відносно осі обертання колінчастого вала, кг·м<sup>2</sup>.

Кінетична енергія шатуна, який здійснює плоско-паралельний рух, визначається за допомогою теореми Кеніга, Дж

$$T_{uu} = m_{uu} \frac{V_{uu}^{c^2} \omega^2}{2} + I_{uu} \frac{\omega_{uu}^2}{2}, \qquad (2.12)$$

де  $V_{uu}^{\ C}$  – швидкість центра мас шатуна, м/с;  $m_{uu}$  – маса шатуна, кг;

 $I_{uu}$  – центральний момент інерції шатуна, кг·м<sup>2</sup>.

Виразимо значення кінетичної енергії  $T_{u}$  в залежності від кута повороту колінчастого вала  $\varphi$ . Для цього визначимо положення миттєвого центра швидкостей шатуна (точка Р, рис. 2.3). Використаємо відомі з кінематики співвідношення, щодо швидкості центра мас шатуна (див. рис. 2.3), рад/с, м/с

$$\omega_{uu} = \frac{V_A}{|AP|}, \ V_{uu}^C = \frac{\omega_{uu}}{|CP|},$$
(2.13)

де  $\omega_{uu}$  – частота обертання шатуна навколо миттєвого центру швидкостей, рад/с.



Рисунок 2.3 – Схема КШМ для визначення кінетичної енергії його елементів

Відоме співвідношення між кутами φ та β має вигляд

$$\sin\beta = \lambda \sin\varphi. \tag{2.14}$$

Визначимо величину |AP| з подібних трикутників OAD та OPB

$$AP = \frac{L_{uu}}{\cos\varphi} \cos\beta = \frac{L_{uu}}{\cos\varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\varphi} . \qquad (2.15)$$

Величину |СР| найбільш зручно визначити з трикутника АСР

60

$$|CP| = \sqrt{AC^{2} + AP^{2} - 2 \cdot AC \cdot AP \cos(\varphi + \beta)} = \left( \frac{L_{uu}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^{2} \sin^{2} \varphi} \right)^{2} - 2(L - x_{L}) \left( \frac{L_{uu}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^{2} \sin^{2} \varphi} \right)^{2}$$
(2.16)  
$$\sqrt{\left( \cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^{2} \sin^{2} \varphi} - \lambda \sin^{2} \varphi \right)}$$

Підставимо вирази (2.15), (2.16) в (2.13) та перетворимо, м/с

$$V_{u}^{C} = \omega R \sqrt{\frac{\left(L_{u} - x_{L}\right)^{2} \cos^{2} \varphi}{L_{u}^{2} \left(1 - \lambda^{2} \sin^{2} \varphi\right)} + 1 - 2\left(L - x_{L}\right)} \cdot \left(\frac{L_{u}}{L_{u}^{2} \sqrt{1 - \lambda^{2} \sin^{2} \varphi}}\right) \cdot \left(\cos^{2} \varphi \sqrt{1 - \lambda^{2} \sin^{2} \varphi} - \lambda \sin^{2} \varphi \cos^{2} \varphi\right)}.$$

$$(2.17)$$

Радикал  $\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \varphi}$  при всіх можливих значеннях масово-геометричних параметрів КШМ ДВЗ фактично дорівнює одиниці, тому їм можна знехтувати [24, 27]. Якщо прийняти певні спрощення:  $\cos^2 \varphi - \lambda \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi \approx \cos^2 \varphi$  та  $\cos^2 \varphi \approx \cos^4 \varphi$ , вираз (2.17) можна переписати у вигляді

$$V_{uu}^{C} \approx \omega R \sqrt{\frac{(L_{uu} - x_{L})^{2} \cos^{4} \varphi}{L_{uu}^{2}} + 1 - 2 \cdot \left(\frac{(L_{uu} - x_{L}) \cdot \cos^{2} \varphi}{L_{uu}}\right)} = \pm \omega R \left(\frac{(L_{uu} - x_{L}) \cdot \cos^{2} \varphi}{L_{uu}} - 1\right).$$

$$(2.18)$$

Неважко встановити, що максимальна відносна похибка внаслідок нехтування радикалом в (2.17) відносно запропонованого виразу (2.18) (без врахування добутку ωR) при всіх можливих масово-геометричних параметрах КШМ автомобільних ДВЗ складає 5,7%.

Отже, кінетична енергія шатуна, Дж

$$T_{uu} = \frac{\omega^2 \lambda^2}{2} \left( m_{uu} \left( (L_{uu} - x_L) \cdot \cos^2 \varphi - L_{uu} \right)^2 + I_{uu} \cos^2 \varphi \right).$$
(2.19)

Кінетична енергія поршня, який здійснює зворотно-поступальний рух, Дж

$$T_n = m_n \frac{V_n^2}{2},$$
 (2.20)

де  $V_n$  — швидкість поршня, м/с.

Для того, щоб виразити кінетичну енергію поршня через кут попорота колінчастого вала, найбільш доцільно використати теорему про проекції швидкостей точок плоскої фігури на пряму, що їх з'єднує. Для точок А та В (див. рис. 2.3)

$$V_A \cos(90 - (\varphi + \beta)) = V_B \cos \beta . \qquad (2.21)$$

Останній вираз можна переписати у вигляді

$$V_{B} = \omega R \frac{\sin \varphi \sqrt{1 - \lambda^{2} \sin^{2} \varphi} + \lambda \cos \varphi \sin \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^{2} \sin^{2} \varphi}} = \omega R \sin \varphi \left( 1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^{2} \sin^{2} \varphi}} \right)$$
(2.22)

Знехтувавши радикалом  $\sqrt{1-\lambda^2\cdot\sin^2\varphi}$  [24, 27], вираз (2.22) можна представити

$$V_{\rm B} = \omega R \sin \varphi (1 + \lambda \cos \varphi) . \qquad (2.23)$$

Максимальна відносна похибка виразу (2.22) від запропонованого (2.23) (без врахування добутку *ωR*), при всіх можливих масово-геометричних параметрах КШМ автомобільних ДВЗ складає 0,67%.

Отже, кінетична енергія поршня, Дж

$$T_{n} = m_{n} \frac{\omega^{2} R^{2} \sin^{2} \varphi (1 + \lambda \cos \varphi)^{2}}{2}.$$
 (2.24)

Приведений момент інерції всього механізму

$$I_n \frac{\omega^2}{2} = T_{\Sigma}(\omega), \qquad (2.25)$$

де  $I_n$  – приведений момент інерції механізму, кг·м<sup>2</sup>,

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

Враховуючи (2.11), (2.19), (2.24), приведений момент інерції одного коліна КШМ, кг·м<sup>2</sup>

$$I_{n} = I_{k} + \lambda^{2} \Big( m_{u} \Big( (L_{u} - x_{L}) \cdot \cos^{2} \varphi - L_{u} \Big)^{2} + I_{u} \cos^{2} \varphi \Big) + m_{n} R^{2} \sin^{2} \varphi \Big( 1 + \lambda \cos \varphi \Big)^{2} \Big)$$
(2.26)

Для подальшого аналізу (2.26) розглянемо більш детально масовогеометричні параметри КШМ. Межі зміни більшості з них наведено в табл.2.1, тому зупинимося на зміні центрального моменту інерції шатуна та коліна колінчастого вала. Основні геометричні параметри шатуна наведені в табл. 2.2.

Для спрощення приймемо:

– поршнева та шатунні головки шатуна мають форму полого циліндра;

- впливом шатунних болтів знехтуємо;

– максимальне значення висоти двотаврового перерізу приймемо рівним $h_{ui}$ ;

приймемо спрощену форму двотаврового перерізу стержня шатуна (рис.
 2.4).

Відомо, що маса шатуна змінюється в межах  $m_{ul}$ =(100÷200)  $\pi D_n^2/4$  (табл.2.1). Беручи до уваги дані з табл. 2.2, визначимо межі зміни центрального моменту інерції шатуна автомобільного ДВЗ. Для верхньої та нижньої головки шатуна [85], кг·м<sup>2</sup>

$$I_{g_{2}} = \frac{1}{2} \pi \rho I_{uu} \left( \left( \frac{d_{e}}{2} \right)^{4} - \left( \frac{d_{u}}{2} \right)^{4} \right), \quad I_{u_{2}} = \frac{1}{2} \pi \rho I_{\kappa} \left( \left( h_{1} \right)^{4} - \left( \frac{d_{u}}{2} \right)^{4} \right), \quad (2.27)$$

де  $I_{62}$  – момент інерції верхньої головки шатуна, кг·м<sup>2</sup>;

 $\rho = 7800 -$  густина матеріалу шатуна, кг/ м<sup>3</sup>;

 $I_{H2}$  – момент інерції нижньої головки шатуна, кг·м<sup>2</sup>.

Таблиця 2.2 – Основні геометричні параметри шатунів автомобільних ДВЗ

Назва	Позначення	Діапазон значень *
Внутрішній діаметр поршневої головки	$d_{\scriptscriptstyle H}$	$(0,22\div0,28)D_n$
Зовнішній діаметр головки	$d_{\epsilon}$	$(1,25\div1,65)d_{H}$
Довжина поршневої головки шатуна	$l_{u}$	$(0,33\div0,45)D_n^{**}$
Мінімальна висота двотаврового перерізу	$h_{\scriptscriptstyle {\it u} . {\scriptscriptstyle M} i {\scriptscriptstyle H}}$	$(0,5\div0,55) d_{e}$
Висота двотаврового перерізу, що розташований в центрі ваги	$h_{u}$	(1,2÷1,4) h <sub>ш.мін</sub>
Товщина перерізу стержня шатуна, враховуючи полки двотавра	$b_{u}$	$(0,5\div0,6) l_{uu}$
Мінімальна товщина перерізу стінки стержня, мм	$a_{uv} \approx t_{uu}$	2,5÷4
Діаметр шатунної шийки колінчастого вала	$d_{uu}$	$(0,5\div0,7) D_n$
Довжина кривошипної головки	$l_{\kappa}$	$(0,4\div0,5) D_n$
Висота нижньої кришки шатуна	$h_1$	$(0,5\div0,6) d_{uu}$

[6, 41, 64, 71]

Примітки: <sup>\*</sup>для карбюраторного двигуна;

для плаваючого пальця.

Внаслідок того, що момент інерції стержня шатуна виразити аналітично досить важко, представимо його переріз у вигляді кола, еквівалентного за розподілом маси двотавровому перерізу (рис 2.4, б).



Рисунок 2.4 – Схема моделі шатуна

Отже, в спрощеному варіанті стержень шатуна має вигляд усіченого конуса з максимальним та мінімальним радіусами основ, що змінюються в межах (табл. 2.2), м

$$r' = \sqrt{(0.373 \div 1.011)D_n - (3.98 \div 10.19)}, R' = \sqrt{(0.395 \div 1.141)D_n - (3.98 \div 10.19)}$$
(2.28)

Враховуючи прийняту концепцію форми стержня шатуна, виразимо його момент інерції відносно осі, що перпендикулярна до осі усіченого конуса та проходить через нижню його основу. Виріжемо уявно нескінченно короткий циліндр з висотою dz з масою dm (Рис. 2.5).



Рисунок 2.5 – Схема визначення моменту інерції усіченого конуса

66

Висота такого усіченого конуса складає  $l=L_{uu}-h_1-d_2/2$  (табл 2.2). Для цього циліндра радіус залежить від координати z (див. рис. 2.4), м

$$r(z) = \frac{R' - r'}{l} (l - z).$$
(2.29)

Отже, для нескінченно короткого циліндра з висотою dz, момент інерції відносно осі z має вигляд, кг·м<sup>2</sup>

$$dI_{z} = \frac{1}{2} dm \cdot r(z)^{2}.$$
 (2.30)

Для того, щоб знайти момент інерції відносно перпендикулярних осей, скористаємось теоремою про перпендикулярні осі, кг·м<sup>2</sup>

$$dI_z = dI_x + dI_y. ag{2.31}$$

Оскільки момент інерції відносно осі x та y однакові, кг $\cdot$ м<sup>2</sup>

$$dI_{x} = \frac{1}{2}dI_{z} = \frac{1}{4}dm \cdot r(z)^{2}.$$
 (2.32)

Для тонкого циліндра маємо, кг

$$dm = \rho dV = \rho \cdot \pi r(z)^2 dz . \qquad (2.33)$$

Для будь-якого тонкого циліндра, що знаходиться на відстані z від осі x, використовуючи теорему Штейнера, кг·м<sup>2</sup>

$$dI_{x} = \frac{1}{4} dm \cdot r(z)^{2} + dm \cdot z^{2}.$$
(2.34)

Інтегруючи останній вираз по висоті циліндра маємо, кг $\cdot {\bf m}^2$ 

$$I_{x} = \int_{0}^{l} dI_{x} = \frac{1}{4} \rho \cdot \pi \int_{0}^{l} r(z)^{4} dz + \rho \cdot \pi \int_{0}^{l} r(z)^{2} z^{2} dz = \frac{1}{4} \rho \cdot \pi \int_{0}^{l} \left( R' - \frac{R' - r'}{l} z \right)^{4} dz + \rho \cdot \pi \int_{0}^{l} \left( R' - \frac{R' - r'}{l} z \right)^{2} z^{2} dz \Rightarrow$$

$$3aMiHa \ t = \left( R' - \frac{R' - r'}{l} z \right) \Rightarrow dt = -\frac{R' - r'}{l} dz$$

$$\Rightarrow \frac{1}{4} \rho \cdot \pi \cdot -\frac{l}{R' - r'} \int_{0}^{l} t^{4} dt + \rho \cdot \pi \int_{0}^{l} \left( R' z^{2} + \frac{(R' - r')^{2} z^{4}}{l^{2}} - \frac{2R'(R' - r')z^{3}}{l} \right) dz = -\frac{l}{R' - r'} \cdot \frac{1}{4 \cdot 5} \rho \cdot \pi \cdot (r'^{5} - R'^{5}) + \rho \cdot \pi \left( \frac{R'^{5} \cdot l^{3}}{3} + \frac{(R' - r')^{2} l^{3}}{5} - \frac{2R'(R' - r') l^{3}}{4} \right) = \frac{\rho \cdot \pi}{20} \cdot \frac{(R'^{5} - r'^{5})!}{R' - r'} + \frac{\rho \cdot \pi \cdot l^{3}}{30} (R'^{2} + 6r'^{2} + 3R'r').$$

$$(2.35)$$

Центр ваги усіченого конуса лежить на осі симетрії з координатою, м

$$z_{c} = \frac{\iiint_{v} zSdV}{\iiint_{v} SdV} = \frac{\int_{0}^{l} z\pi r(z)^{2} dz}{\int_{0}^{l} \pi r(z)^{2} dz} = \frac{\int_{0}^{l} z\pi \left(R' - \frac{R' - r'}{l}z\right)^{2} dz}{\int_{0}^{l} \pi \left(R' - \frac{R' - r'}{l}z\right)^{2} dz} \Rightarrow$$

$$\operatorname{3aMiHa} t = \left(R' - \frac{R' - r'}{l}z\right) \Rightarrow dt = -\frac{R' - r'}{l} dz$$

$$\Rightarrow \frac{\int_{0}^{l} z\pi \left(R'^{2} + \left(\frac{R' - r'}{l}\right)^{2}z^{2} - 2R'\frac{R' - r'}{l}z\right) dz}{-\pi \frac{l}{R' - r'}\int_{0}^{l} t^{2} dt} = \frac{\pi \frac{l^{2}}{12}(R'^{2} + 3r'^{2} + 2R'r')}{\pi \frac{l}{3(R' - r')}(R'^{3} - r'^{3})} =$$

$$\frac{l(R'^{2} + 3r'^{2} + 2R'r')}{4(R'^{2} + r'^{2} + R'r')}.$$

$$(2.36)$$

Враховуючи те, що центр мас верхньої та нижньої головки шатуна лежать на їх осі симетрії та вираз (2.36), загальне положення центра мас (координата Z) моделі шатуна (див. рис. 2.4)

$$Z_{c} = \frac{\sum m_{i} Z_{c_{i}}}{m_{u}} = \frac{\left[\rho \pi \frac{1}{3} l \left(R'^{2} + r'^{2} + R'r'\right) \cdot \left(h_{1} + \frac{l(R'^{2} + 3r'^{2} + 2R'r')}{4(R'^{2} + r'^{2} + R'r')}\right) + \right]}{\rho \pi l_{u} \left(\left(\frac{d_{2}}{2}\right)^{2} - \left(\frac{d_{u}}{2}\right)^{2}\right) \cdot L_{u}}, \quad (2.37)$$

$$\rho \pi \left[l_{\kappa} \left(\left(h_{1}\right)^{2} - \left(\frac{d_{u}}{2}\right)^{2}\right) + \frac{1}{3} l \left(R'^{2} + r'^{2} + R'r'\right) + \right]}{l_{u} \left(\left(\frac{d_{2}}{2}\right)^{2} - \left(\frac{d_{u}}{2}\right)^{2}\right)}\right]$$

де *m*<sub>*нг*</sub> – маса нижньої головки шатуна, кг; *m*<sub>*cm*</sub> – маса стержня шатуна, кг; *m*<sub>*6г*</sub> – маса верхньої головки шатуна, кг.

Центральний момент інерції моделі шатуна можна отримати, використавши теорему Штейнера, кг·м<sup>2</sup>

$$I_{uu} = I_{H2} + m_{H2} \cdot Z_{C}^{2} + I_{\theta 2} + m_{\theta 2} \cdot (L_{uu} - Z_{C})^{2} + I_{x} + m_{cm} \cdot |z_{c} - Z_{C}|^{2}.$$
 (2.38)

Для проведення подальшого аналізу знайдемо центральний момент інерції коліна колінчастого вала. Основні геометричні параметри коліна колінчастого вала наведені в табл. 2.3.

Для спрощення приймемо:

- не враховуємо противаги колінчастого вала;
- знехтуємо отворами для мащення;
- приймемо спрощену форму коліна колінчастого вала (рис. 2.6) [86].

НазваПозначенняДіапазон значень\*Діаметр корінної шийки $d_{\kappa}$  $(0,6\div0,8)D_n$ Довжина корінної шийки з галтелями $l_{\kappa r}$  $(0,45\div0,7) D_n$ Товщина щокиh $(0,1\div0,25)D_n$ Ширина щокиb $(1,0\div1,25) D_n$ 

Таблиця 2.3 – Основні геометричні параметри коліна колінчастого вала

автомобільних ДВЗ [6, 41, 64, 71]

Примітка: <sup>\*</sup>для карбюраторного двигуна;



Рисунок 2.6 – Схема коліна колінчастого вала

Розділимо уявно коліно вала на частини: дві половинки корінних шийок, шатунна шийка та щока. Визначимо момент інерції цих частин відносно осі колінчастого вала. Момент інерції двох половин корінних шийок, кг·м<sup>2</sup>[86]

$$I_{\kappa u} = \frac{\pi d_{\kappa}^2}{32} l_{\kappa \rho} \rho \qquad (2.39)$$

Момент інерції шатунної шийки відносно осі обертання колінчастого вала, кг·м<sup>2</sup>[85]

$$I_{uuu} = \frac{\pi d_{u}^2}{32} l_{\kappa} \rho + \frac{\pi d_{u}^2}{4} l_{\kappa} \rho \cdot R^2, \qquad (2.40)$$

де *R* – радіус кривошипа, м.

Щока в найпростішому вигляді може бути представлена у вигляді паралелепіпеда (див. рис. 2.5). Тоді момент інерції її маси відносно осі обертання колінчастого вала, кг·м<sup>2</sup> [86]

$$I_{\mu} = \frac{Hb}{12} (H^2 + b^2) l_{\kappa} \rho + Hbh\rho \cdot \frac{R^2}{4}, \qquad (2.41)$$

де  $H = R + \frac{d_{uu}}{2} + \frac{d_{\kappa}}{2} + 10^{-2}$  – висота щоки, м.

Момент інерції одного коліна колінчастого вала відносно осі обертання колінчастого вала, кг·м<sup>2</sup>

$$I_{\kappa} = I_{\kappa u} + I_{u u} + 2I_{u}. \tag{2.42}$$

Враховуючи (2.26), (2.38), (2.42), дані табл.2.2 та табл.2.3 та інші масовогеометричні параметри КШМ ДВЗ, проаналізуємо зміну приведеного моменту інерції одного коліна КШМ (2.26) у всьому діапазоні можливих змін параметрів, без врахування маховика (рис. 2.7). В якості параметра, що характеризує зміну приведеного моменту інерції одного коліна КШМ обираємо коефіцієнт зміни приведеного моменту інерції  $\delta_i$  [24]. З (2.26) встановлено, що максимальне значення приведеного моменту інерції КШМ приймає при  $\varphi=80^\circ$ , мінімальне при  $\varphi=0^\circ$ , період функції складає 180°.

Середнє значення за період можна визначити за теоремою про середнє інтегрального числення [20]

$$\bar{I}_n = \frac{1}{T} \int_0^T I_n(\varphi) d\varphi.$$
(2.43)



Рисунок 2.7 – Залежність приведеного моменту інерції КШМ від його масово-геометричних параметрів

Проаналізувавши вираз (2.26) при всіх можливих значеннях масовогеометричних параметрів КШМ ДВЗ, враховуючи модель шатуна (див. рис. 2.3), встановлено, що коефіцієнт зміни приведеного моменту інерції КШМ ДВЗ  $\delta_l$  приймає мінімальне значення 0,012 (без врахування маховика) при максимально можливих значеннях: діаметра поршня  $D_n$ , кінематичний параметр КШМ  $\lambda$ , висоти нижньої кришки шатуна  $h_1$  та діаметра шатунної шийки колінчастого вала  $d_{\mu}$ , довжини кривошипної головки  $l_{\kappa}$ , ширини щоки b, діаметра корінної шийки d<sub>к</sub>, зовнішнього діаметра головки шатуна d<sub>г</sub> та внутрішнього діаметра поршневої головки *d<sub>н</sub>*; мінімально можливих значеннях: радіуса кривошипа R, площі перерізу стержня шатуна (параметри  $h_{\mu\nu}, h_{\mu\nu,\mu\mu}, b_{\mu\nu}$  $a_{uu}$ ,  $t_{uu}$ ), питомої маси поршневої  $m_n$ . Також встановлено, що коефіцієнт зміни приведеного моменту інерції КШМ ДВЗ, при зазначених вище параметрах, не залежить від довжина поршневої головки шатуна  $l_{uv}$ , довжини корінної шийки з галтелями *l*кг, товщина щоки *h* (див. рис. 2.7).



Рисунок 2.8 – Доданки приведеного моменту інерції (кг·м<sup>2</sup>) КШМ від кута повороту колінчастого вала

Коефіцієнт зміни приведеного моменту інерції КШМ ДВЗ  $\delta_l$  приймає максимальне значення 0,394 (без врахування маховика) при максимально можливих значеннях: питомої маси поршневої  $m_n$ , радіуса кривошипа R, площі перерізу стержня шатуна (параметри  $h_{ul}$ ,  $h_{ul.,min}$ ,  $b_{ul}$ ,  $a_{ul}$ ,  $t_{ul}$ ); мінімально можливих значеннях: кінематичного параметру КШМ  $\lambda$ , діаметра поршня  $D_n$ , висоти нижньої кришки шатуна  $h_l$  та діаметра шатунної шийки колінчастого вала  $d_{ul}$ , довжини кривошипної головки  $l_\kappa$ , ширини щоки b, діаметра корінної шийки  $d_\kappa$ , діаметра головки шатуна  $d_e$  та внутрішнього діаметра поршневої головки  $d_n$ , товщини щоки h. Було встановлено, що коефіцієнт зміни приведеного моменту інерції КШМ ДВЗ, при зазначених вище параметрах, не залежить від довжини поршневої головки шатуна  $l_u$ , довжини корінної шийки з галтелями  $l_{\kappa r}$  (рис 2.7).

Розглянемо складові частини виразу (2.26), а саме, порівняємо постійні та змінні протягом оберту доданки (рис.2.8). Для унаочнення використаємо масово-геометричні параметри, що відповідають максимальному значенню коефіцієнта зміни приведеного моменту інерції КШМ ДВЗ (див. рис. 2.7 а).
# 2.3 Зміна приведеного моменту інерції кривошипно-шатунних механізмів автомобільних двигунів внутрішнього згоряння

Відомо, що існують різні типи схем КШМ багатоциліндрових поршневих ДВЗ, а саме: однорядний, V-подібний, опозитний, W-подібний, H-подібний, трикутний, зіркоподібний [34] тощо. Але, найпоширенішими багатоциліндровими автомобільними, тракторними та комбайновими, в основному, є поршневі рядні та V-подібні ДВЗ з кількістю циліндрів до 12 включно [6, 85].

Для можливості порівняння зміни приведеного моменту інерції за оберт колінчастого вала і відповідної оцінки за допомогою коефіцієнта зміни приведеного моменту інерції КШМ ДВЗ  $\delta_l$ різних схем рядних КШМ між собою приймемо наступні масово-геометричні параметри КШМ (вони відповідають максимальному значенню для одного кривошипа): кінематичний параметр КШМ  $\lambda = 0,2$ , радіус кривошипа R = 50 мм, діаметр поршня  $D_n = 60$  мм, висоти нижньої кришки шатуна  $h_l = 0,25 \cdot D_n$ , діаметра головки шатуна  $d_c = 0,275 \cdot D_n$ , параметри еквівалентного стержні шатуна R' = 10мм, r' = 9мм, довжина поршневої головки шатуна  $l_w = 0,33 \cdot D_n$ , внутрішній діаметр поршневої головки  $d_n = 0,22 \cdot D_n$ , діаметра шатунної шийки колінчастого вала  $d_w = 0,5 \cdot D_n$ , довжини кривошипної головки  $l_\kappa = 0,4 \cdot D_n$ , питома маса поршневої групи  $m_n = 150$  кг/м<sup>2</sup>, довжини корінної шийки з галтелями  $l_{\kappa T} = 0,45 \cdot D_n$ , ширини щоки  $b = 1 \cdot D_n$ , діаметр корінної шийки  $d_\kappa = 0,8 \cdot D_n$ , товщина щоки  $h = 0,1 \cdot D_n$ .

Для того, щоб застосувати математичну модель (2.26) щодо наведених схем V-подібних ДВЗ (табл.2.4), необхідно знайти суму приведеного моменту інерції КШМ кожного з циліндрів в залежності від кута повороту колінчастого вала.

Для знаходження приведеного моменту інерції V-подібного ДВЗ скористаємося схемою (рис. 2.9), яку проаналізуємо, як два однорядних КШМ з кутом розвалу циліндрів ү.

З рис. 2.8 видно, що для знаходження сумарного приведеного моменту інерції всіх циліндрів необхідно знати співвідношення між кутами повороту кривошипів правого і лівого рядів циліндрів

$$\varphi_n = \gamma + \varphi_k \,, \tag{2.44}$$

де  $\varphi_n$  — кут повороту кривошипів лівого ряду циліндрів при повороті кривошипів правого ряду на  $\varphi_n$ , град;

 $\varphi_k$  – кут між кривошипами, град;

*ү*- кут розвалу циліндрів, град.

В таблиці 2.4 наведено КШМ з кількістю циліндрів до 4 включно, для яких коефіцієнт зміни приведеного моменту інерції КШМ  $\delta_1$  може приймати суттєві значення, незалежно від схеми розташування циліндрів. При подальшому збільшенні кількості циліндрів коефіцієнт зміни приведеного моменту інерції КШМ  $\delta_1$  різко зменшується і прямує до нуля, що детально розглянуто в роботі [73], тому можна вважати їх приведений момент інерції постійним. Розглянемо детальніше математичні вирази для деяких КШМ.

Двоциліндровий рядний двигун з кутом між кривошипами 0° та V-подібний двигун з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 180^{\circ}$  та кутом між кривошипами  $\varphi_k = 180^{\circ}$ (табл. 2.4). В даному випадку кут між кривошипами співпадає з періодом функції (2.26). Таким чином, закон зміни приведеного моменту інерції буде сумою приведених моментів інерції кожного з кривошипів, кг·м<sup>2</sup>

$$I_{n} = 2I_{k} + 2\lambda^{2} \Big( m_{u} \Big( (L_{u} - x_{L}) \cdot \cos^{2} \varphi - L_{u} \Big)^{2} + I_{u} \cos^{2} \varphi \Big) + 2m_{n}R^{2} \sin^{2} \varphi \Big( 1 + \lambda \cos \varphi \Big)^{2} \Big)$$
(2.45)

Двоциліндровий рядний двигун з кутом між кривошипами 180° та Vподібний двигун з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 180°$  та кутом між кривошипами  $\varphi_k = 0°$  (табл. 2.4). В даному випадку сумарний приведений момент інерції знаходиться як сума першого та другого кривошипа, зміщеного на 180°. Таким чином, закон зміни приведеного моменту інерції буде визначатись кг·м<sup>2</sup>

$$I_{n} = 2I_{k} + 2\lambda^{2} \Big( m_{u} \Big( (L_{u} - x_{L}) \cdot \cos^{2} \varphi - L_{u} \Big)^{2} + I_{u} \cos^{2} \varphi \Big) + 2m_{n} R^{2} \sin^{2} \varphi \Big( 1 + \lambda^{2} \cos^{2} \varphi \Big)$$
(2.46)



Рисунок 2.9 – Схема визначення приведеного моменту інерції КШМ Vподібного ДВЗ

*Трициліндровий рядний двигун з кутом між кривошипами 120*° (табл. 2.4). В даному випадку сумарний приведений момент інерції знаходиться як сума першого та другого кривошипа, зміщеного на *180*°. Таким чином, закон зміни приведеного моменту інерції буде визначатися кг·м<sup>2</sup>

$$I_{n} = 3I_{k} + \lambda^{2} \Big( m_{u} \Big( (L_{u} - x_{L}) \cdot \cos^{2} \varphi - L_{u} \Big)^{2} + I_{u} \cos^{2} \varphi \Big) + m_{n} R^{2} \sin^{2} \varphi \Big( 1 + \lambda \cos \varphi \Big)^{2} + \lambda^{2} \Big( m_{u} \Big( (L_{u} - x_{L}) \cdot \cos^{2} (\varphi + 120) - L_{u} \Big)^{2} + I_{u} \cos^{2} (\varphi + 120) \Big) + m_{n} R^{2} \sin^{2} \varphi \Big( 1 + \lambda \cos(\varphi + 120) \Big)^{2} + (2.47) \lambda^{2} \Big( m_{u} \Big( (L_{u} - x_{L}) \cdot \cos^{2} (\varphi - 120) - L_{u} \Big)^{2} + I_{u} \cos^{2} (\varphi - 120) \Big) + m_{n} R^{2} \sin^{2} \varphi \Big( 1 + \lambda \cos(\varphi - 120) \Big)^{2}.$$

Чотирициліндровий рядний двигун з кутом між кривошипами 1,4 та 2,3 циліндрів 180° та V-подібні двигуни з кутами розвалу циліндрів  $\gamma=90°$  та  $\gamma=180°$  та кутами між кривошипами  $\varphi_k =90°$ ,  $\varphi_k =180°$ ,  $\varphi_k =0°$  (табл. 2.4). В даному випадку сумарний приведений момент інерції знаходиться як сума двох та ще двох кривошипів, зміщених на 180°. Таким чином, закон зміни приведеного моменту інерції буде визначатися кг·м<sup>2</sup>

$$I_{n} = 4I_{k} + 4\lambda^{2} \Big( m_{u} \Big( (L_{u} - x_{L}) \cdot \cos^{2} \varphi - L_{u} \Big)^{2} + I_{u} \cos^{2} \varphi \Big) + 4m_{n} R^{2} \sin^{2} \varphi \Big( 1 + \lambda^{2} \cos^{2} \varphi \Big) .$$
(2.48)

Дані табл. 2.4 були визначені без врахування маховика ДВЗ. Тому розглянемо коефіцієнт зміни приведеного моменту інерції  $\delta_l$  КШМ на прикладі двигуна MeM3-2457, який складає: 16,3% (без врахування маховика) та 3,79 % (з врахуванням маховика).

Для перевірки математичної моделі зміни приведеного моменту інерції багатоциліндрового поршневого ДВЗ була створена просторова комп'ютерна модель КШМ рядного чотирициліндрового ДВЗ в системі КОМПАС-3D V8 [65] (рис. 2.10) з наступними параметрами: радіус кривошипа R=40 мм, питома маса шатуна  $m_{ul} = 176,064$  кг/м<sup>2</sup>, питома маса поршня  $m_n=110,854$  кг/м<sup>2</sup>, кінематичний параметр КШМ  $\lambda=0,286$ , відносна відстань від осі поршневого пальця до центра мас шатуна  $x_L=0,8$ , відносна відстань від осі колінчастого вала до центра мас коліна вала без противаг k=0, діаметр поршня  $D_n=70$  мм, момент інерції відносно осі, що проходить через центр мас шатуна  $I_w=2,72\cdot10^{-3}$  кг·м<sup>2</sup>, поршневої  $I_n=2,61\cdot10^{-4}$  кг·м<sup>2</sup> та момент інерції колінчастого вала з маховиком  $I_{\kappa}=0,422$  кг·м<sup>2</sup>. Проаналізувавши дані комп'ютерного експерименту та математичної моделі, врахувавши те, що центр мас поршневої групи лежить на 13,45 мм вище осі поршневого пальця, було встановлено, що максимальна їх відносна похибка складає 1,02%, а коефіцієнт зміни моменту інерції КШМ ДВЗ  $\delta_I = 0,075$ .

Таблиця 2.4 – Зміна приведеного моменту інерції схем КШМ поршневих ДВЗ з кількістю циліндрів до 4 включно [6, 85]

Число циліндрів	Схема розташуван- ня кривошипів рядних ДВЗ	Схема розташування кривошипів V-подібних ДВЗ	Зміна приведеного моменту інерції (кг·мм <sup>2</sup> ) від кута повороту колінчастого вала (град).	Коефі- цієнт <i>б</i> і	Період зміни приведено- го моменту інерції, ° п.к.в.
1		_	5500 4875 4250 3625 3000 0 30 60 90 120 150 180	0,394	180
2		2 2 1	1.1 · 10 <sup>4</sup> 9750 8500 7250 6000 0 30 60 90 120 150 180	0,394	100
		<i>y=180°</i> 1,2 2 1	1.1 · 10 <sup>4</sup> 9750 8500 7250 6000 0 30 60 90 120 150 130	0,391	180
3			$1.32 \cdot 10^{4}$ $1.3 \cdot 10^{4}$ $1.27 \cdot 10^{4}$ $1.25 \cdot 10^{4}$ $1.22 \cdot 10^{4}$ $0  20  40  60  80  100  120$	0,05	120



Для перевірки математичної моделі зміни приведеного момент інерції багатоциліндрового V-подібного поршневого ДВЗ була створена просторова комп'ютерна модель КШМ чотирициліндрового ДВЗ МеМЗ-969А в системі КОМПАС-3D V8 [65] (рис. 2.11) з параметрами, що регламентує заводвиробник: радіус кривошипа R=33 мм, питома маса шатуна  $m_{uu}=154,747$  кг/м<sup>2</sup>, питома маса поршня  $m_n=111,724$ кг/м<sup>2</sup>, кінематичний параметр КШМ  $\lambda=0,232$ , відносна відстань від осі поршневого вала до центра мас шатуна  $x_L=0,787$ , відносна відстань від осі колінчастого вала до центра мас коліна вала без противаг k=0,059, діаметр поршня  $D_n=76$  мм, момент інерції відносно осі, що проходить через центр мас шатуна  $I_{uu}=2,4\cdot10^{-3}$  кг·м<sup>2</sup>, момент інерції поршневої групи  $I_n=4,61\cdot10^{-4}$  кг·м<sup>2</sup> та момент інерції колінчастого вала з маховиком  $I_{\kappa}=0,036$  кг·м<sup>2</sup>.

Проаналізувавши дані комп'ютерного експерименту та розробленої математичної моделі, врахувавши, що центра мас поршневої групи лежить на *8,62 мм* вище осі поршневого пальця, було встановлено, що максимальна їх

відносна похибка складає 1,23%, а коефіцієнт зміни приведеного моменту інерції даного КШМ  $\delta_l=0,061$ .



Рисунок 2.10 – Дослідження процесу зміни моменту інерції КШМ ДВЗ



Рисунок 2.11 – Дослідження зміни приведеного моменту інерції КШМ МеМЗ-969А від кута повороту колінчастого вала в системі КОМПАС-3D V8 Разом з розглянутими конструкціями рядних та V-подібних ДВЗ досить широко використовують і інші типи КШМ. У випадку опозитного ДВЗ для знаходження сумарного моменту інерції КШМ підходить методика щодо V-подібних двигунів за умови  $\gamma = 180^{\circ}$ . Також часто використовуються КШМ з шатунами центрального з'єднання. В цьому випадку необхідно враховувати, що шатуни (центральний та внутрішній) мають різну геометричну форму та центральні моменти інерції. Враховуючи це також використовувати методику щодо V-подібних двигунів. Також розповсюджені КШМ з причіпним шатуном. Така схема найчастіше використовується в V-, W- та зіркоподібних ДВЗ [1, 33]. В цьому випадку математична модель змінюється і детально розглянута в [55].

#### 2.4 Висновки до розділу 2

1. Розроблена математична модель зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму в залежності від його масово-геометричних параметрів та перевірена її адекватність за допомогою комп'ютерного моделювання. Максимальна відносна похибка склала 0,37%.

2. Розроблена математична модель зміни приведеного моменту інерції одноциліндрового кривошипно-шатунного механізму та перевірена її адекватність за допомогою комп'ютерного моделювання. Максимальна відносна похибка склала 0,25%.

3. Введено поняття коефіцієнта зміни положення центра мас кривошипношатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння  $\delta_r$  та поняття коефіцієнта зміни приведеного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння відносно осі обертання колінчастого вала  $\delta_I$ , та встановлені межі його можливих значень  $\delta_I = 0,012 \div 0,394$  (без врахування моменту інерції маховика).

4. Рекомендовано врахувати, що для мінімізації зміни приведеного моменту інерції протягом одного оберту колінчастого вала необхідно приймати максимально можливі значення: діаметра поршня *D<sub>n</sub>*, кінематичного параметру

 $\lambda$ , висоти нижньої кришки шатуна  $h_1$  та діаметра шатунної шийки колінчастого вала  $d_{u}$ , довжини кривошипної головки  $l_{\kappa}$ , ширини щоки b, діаметра корінної шийки  $d_{\kappa}$ , зовнішнього діаметра головки шатуна  $d_{c}$  та внутрішнього діаметра поршневої головки  $d_{\mu}$ ; та мінімально можливі значення: радіуса кривошипа R, площі перерізу стержня шатуна (параметри  $h_{u}$ ,  $h_{u,min}$ ,  $b_{ub}$ ,  $a_{u}$ ,  $t_{u}$ ), питомої маси поршневої  $m_{n}$ .

5. Встановлено, що зміну приведеного моменту інерції кривошипношатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння за оберт колінчастого вала, необхідно враховувати для двигунів з кількістю циліндрів *i*≤4, особливо в задачах діагностики та при визначенні коливань, пов'язаних з двигуном.

#### РОЗДІЛ З

# ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ДВИГУНА Д-3 ТА НЕРІВНОМІРНОСТІ ХОДУ ДВИГУНА МеМЗ-2457

# 3.1 Експериментальне дослідження зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна Д-3

Для експериментального дослідження значень приведеного моменту інерції КШМ поршневих ДВЗ було розроблено спеціальний ПАК визначення зміни моменту інерції КШМ.

Для проведення досліджень було обрано КШМ одноциліндрового двотактного ДВЗ Д-3, що має наступні масово-геометричні параметри: радіус кривошипа R=20 мм, питома маса шатуна  $m_u=123,7$  кг/м<sup>2</sup>, питома маса поршня  $m_n=56,9$  кг/м<sup>2</sup>, питома маса колінчастого вала (в двигуні Д-3 колінчастий вал відіграє додатково роль маховика)  $m_{\kappa}=1236$  кг/м<sup>2</sup>, кінематичний параметр КШМ  $\lambda=0,236$ , відносна відстань від осі поршневого пальця до центра мас шатуна  $x_L=0,78$ , відносна відстань від осі колінчастого вала до центра мас коліна вала без противаг k=0,008, діаметр поршня  $D_n=38$  мм, момент інерції шатуна відносно осі, що проходить через його центр мас  $I_{uu}=1,558\cdot10^{-4}$  кг·м<sup>2</sup> та момент інерції поршневої групи  $I_n=1,498\cdot10^{-5}$  кг·м<sup>2</sup> і момент інерції коліна вала колінчастого вала  $I_{\kappa}=1,564\cdot10^{-3}$  кг·м<sup>2</sup>. Дані масово-геометричних параметрів було попередньо визначено експериментально та безпосереднім вимірюванням.

До основних методів, за допомогою яких можна експериментально визначити приведений момент інерції КШМ, відносяться: методи крутильних та маятникових коливань [60], кг·м<sup>2</sup>

$$I = I_{em} \left(\frac{T_k}{T_{em}}\right)^2, I = mgh \left(\frac{T^2}{4\pi^2} - \frac{h}{g}\right), \qquad (3.1)$$

де  $I_{em}$  - момент інерції тіла, що обиралося за еталон, кг·м<sup>2</sup>;

 $T_{\kappa}$  - період крутильних коливань, с;

*T<sub>em</sub>* - період крутильних коливань тіла, що обиралося за еталон, с;

т - маса маятника, кг;

g - прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

*h* - відстань від осі підвісу до центра мас маятника, м;

*T* - період коливань маятника, с.

Аналізуючи (3.1) видно, що в обох випадках основним параметром, який необхідно експериментально визначити, є період коливань. Експериментальне визначення приведеного моменту інерції КШМ ДВЗ ускладнено необхідністю зміни кута повороту колінчастого вала. Після визначення приведеного моменту інерції КШМ ДВЗ Д-3 методом крутильних коливань (рис. 3.1) за допомогою секундоміра (СОС пр-26-2-000 «Агат» 4295В ТУ 25-1894.003-90) та відеозйомки (відеокамера «Sony» DCR-DVD202E) з відповідними абсолютними похибками визначення інтервалів часу коливань 0,2 с та 0,04 с було встановлено, що час коливань необхідно визначати з точністю більшою за 0,04 с. Це пов'язано з незначною величиною зміни приведеного моменту інерції КШМ порівняно з приведеним моментом інерції всього ДВЗ та підвісу.

Для вимірювання величини моменту інерції КШМ з задовільною точністю було вирішено розробити та виготовити ПАК на базі мікроконтролера (МК). Встановлено, що для реалізації поставленої задачі, достатньо МК з 8-ми розрядною архітектурою. В даний момент в серійному виробництві фірми Atmel знаходяться три сімейства МК AVR - "tiny", "classic" та "mega". Для можливості подальшого удосконалення ПАК остаточно було обрано МК ATMega16 з кварцевим генератором на 11,0592 МГц, що дозволяє вимірювати час коливань з абсолютною похибкою 9·10<sup>-8</sup> с [60].

На основі даного ПАК пропонується визначати приведений момент інерції КШМ ДВЗ методом маятникових коливань (рис. 3.2), який дозволяє зменшити похибки вимірювань методом крутильних коливань. Розроблене програмне забезпечення ПАК (рис. 3.3) дозволяє вимірювати, порівнювати, представляти в сприятливому для аналізу вигляді, зберігати на електронні та «жорсткі» носії наступну інформацію: період коливань маятника, момент інерції тіла, інтервали часу.

Під час проведення вимірювань дані передаються на комп'ютер за допомогою інтерфейсу RS-232 [94], де вони остаточно обробляються за допомогою програми «Pendulum's inertia».



Рисунок 3.1 – Експериментальне визначення моменту інерції ДВЗ Д-3 методом крутильних коливань

Цей програмний продукт дозволяє в реальному часі спостерігати за зміною періоду коливань та моментом інерції тіла. В основі алгоритму лежить математичний вираз (3.1) та передбачено введення всіх необхідних даних для проведення експерименту (маси елементів, відстані від осі підвісу до центра мас КШМ ДВЗ).



Рисунок 3.2 – Схема визначення моменту інерції методом маятникових коливань



Рисунок 3.3 – Інтерфейс програми «Pendulum's inertia»

Для можливості визначення максимального та мінімального значень приведеного моменту інерції КШМ, за допомогою методу маятникових коливань, достатньо визначити приведений момент інерції в положеннях верхньої (ВМТ) та нижньої мертвих точок (НМТ) КШМ. Загальний вигляд апаратної частини ПАК (персональний комп'ютер не показано) зображено на рис. 3.4. В якості підвісу використовувалась волосінь Місго Маgnumtex  $3 \times 3 \times 6+3$  діаметром 0,45 мм, що розрахована на вагу 17,4 кг. Джерелом лазерного випромінювання є Lazer diod (class IIA, що містить елементи 21 CER, 104.10 та 104.11), який освітлював фотодіод ФД 256 (ТУ 3-3.157-81).

Внаслідок того, що КШМ є складним тілом, тому визначимо положення його центр мас методом зважування (рис. 3.5). Для реалізації цього методу були використані ваги AXIS AD-1000 з абсолютною похибкою вимірювання 0,01 г. Але внаслідок того, що вага КШМ ДВЗ Д-3 перевищує допустимі значення меж

вимірювань ваг AXIS AD-1000, тому повна маса КШМ була визначена за допомогою електронних ваг DS-788PM, з абсолютною похибкою вимірювання 2 г.

Експеримент проводили для двох випадків: коли поршень знаходиться в верхній мертвій точці (ВМТ), та в нижній мертвій точці (НМТ), це дає змогу визначити абсолютну величину максимальної зміни приведеного моменту інерції КШМ. Для визначення відстані від осі коливання до осі колінчастого вала використовувалась рулетка Vago-tools JC-589E, що має абсолютну похибку вимірювання 1 *мм*.



Рисунок 3.4 – Апаратна частина ПАК для визначення моменту інерції КШМ методом маятникових коливань (персональний комп'ютер не показано): 1 – мікроконтролер; 2 – лазер; 3 – підвіс; 4 – КШМ

Результати експериментальних досліджень оброблялись за допомогою програмного пакету MathCAD 2001 та зведено до табл. 3.1 [51].

Для перевірки експериментальних даних було спроектовано КШМ двигуна Д-3 в системі КОМПАС-3D V8, (рис. 3. 6). Порівнюючи експериментальні дані та дані, які були отримані за допомогою системи КОМПАС-3D V8 було встановлено, що середня відносна похибка складає 2,48% (табл. 3.1).



Рисунок 3.5 – Визначення положення центра мас тіла методом зважування

Габлиця 3.1 – Експериментальне та комп'ютерне визначення приведеного
моменту інерції КШМ двигуна Д-3

Параметр	Положення КШМ		
Thepanterp	BMT	HMT	
Середнє значення періоду коливань, с	2,546	2,538	
Відстань від осі підвісу до центра мас	1 540	1 521	
маятника <i>h, м</i>	1,010	1,521	
В скільки разів змінився приведений	1 259		
момент інерції, (експеримент)	1,237		
В скільки разів змінився приведений	1,291		
момент інерції, (КОМПАС-3D V8)			
Відносна похибка визначення			
приведеного моменту інерції	2.48		
експериментально та за допомогою	2,-		
КОМПАС-3D V8, %			

Результати експериментального дослідження зміни приведеного моменту інерції КШМ ДВЗ показали достатню адекватність комп'ютерного моделювання та математичної моделі (3.1).

## 3.2 Експериментальне дослідження нерівномірності ходу двигуна MeM3-2457

Експериментальні дослідження проводили на автомобілі ЗАЗ-1103 «Славута» з двигуном MeM3-2457 [16]. Мета експериментальних досліджень полягає у безстендовому визначенні нерівномірності ходу силового агрегату MeM3-2457 протягом періоду його зміни.



Рисунок 3.6 – Комп'ютерне визначення приведеного моменту інерції КШМ ДВЗ Д-3

Згідно до поставленої мети вирішуються такі задачі:

1. Визначення величини нерівномірність ходу колінчастого вала на різних швидкісних режимах роботи двигуна

2. Отримання математичних виразів, що описують нерівномірність обертання колінчастого вала двигуна MeM3-2457.

## 3.2.1 Програма дорожніх випробувань та визначення обсягу випробувань

Програма дорожніх випробувань автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» включає:

1. Отримання показників частоти обертання колінчастого вала двигуна при від'єднаній трансмісії в діапазоні частот  $n_0 = 850...3600 \text{ xB}^{-1}$ .

2. Отримання показників нерівномірності ходу колінчастого вала двигуна при приєднаній трансмісії та повному відкритті дросельних заслінок в діапазоні частот  $n_{\partial}$ =3000...3600 хв<sup>-1</sup>.

При визначенні мінімально необхідного обсягу вибірки *n* необхідно виходити з мети майбутніх випробувань.

Якщо випробування проводять з метою оцінки математичного сподівання характеристики механічних властивостей *а*, то обсяг вибірки в припущенні нормального розподілу визначають по формулі [99]

$$n = \frac{\gamma^2}{\Delta_a^2} z_{1-\alpha/2}^2 , \qquad (3.2)$$

де *у* – коефіцієнт варіації визначаємо характеристики;

Δ<sub>*a*</sub>- максимальна відносна похибка при оцінці середнього значення в частках середнього значення досліджуваної характеристики;

 $z_{1-\alpha/2}$  – квантиль рівня  $P = 1 - \alpha/2$  нормованої нормально розподіленої випадкової величини;

 $P = 1 - \alpha/2$  статистична надійність, що представляє собою ймовірність не перевищення фактичної помилки при оцінці середнього значення характеристики максимальної помилки  $\Delta_a$ .

Як правило, генеральний коефіцієнт варіації  $\gamma$  є невідомою величиною, тому при визначенні обсягу вибірки його заміняють вибірковим коефіцієнтом  $\nu$ , який отримано на підставі апріорної інформації з аналогічних матеріалів і елементів конструкцій. При відсутності аналога значенням вибіркового коефіцієнта варіації задаються й уточнюють у процесі експерименту. В роботі [40] було побудовано індикаторні діаграми послідовних циклів двигуна MeM3-245, аналізуючи які встановлено, що коефіцієнт варіації склав  $\gamma = 0,13$ .

Значенням ймовірності  $P = 1 - \alpha/2$  задаються. Зазвичай приймають  $\alpha = 0,1$ або  $\alpha = 0,05$  інколи  $\alpha = 0,01$ . При високій точності приймають  $\Delta_a = (0,2 \div 0,3)\gamma$ . Приймаємо значення  $\alpha = 0,1$ ,  $\Delta_a = 0,26 \cdot 0,13 = 0,034$ . Згідно [99] для  $\alpha = 0,1$ знаходимо  $z_{0,95}=1,645$ . Якщо метою запланованих випробувань є оцінка середнього квадратичного відхилення властивостей (при n > 15) для визначення обсягу вибірки скористаємось наближеною формулою

$$n = 1.5 + \frac{z_{1-\alpha/2}^2}{2\Delta_{\sigma}^2}.$$
 (3.3)

Оскільки в результаті випробувань планується одночасна оцінка як середнього значення, так і середнього квадратичного відхилення контрольованої характеристики із заданою точністю та надійністю, обсяг випробувань визначаємо як найбільше із двох значень *n* [99], знайдених по формулах (3.2), (3.3), що складає 39,4. Враховуючи особливості протікання робочих процесів в ДВЗ, а також рекомендації [106], для проведення експериментальних досліджень обсяг вибірки буде складати 240 послідовних циклів роботи.

### 3.2.1.1 Прилади та обладнання для проведення вимірювань

Для двигуна MeM3-2457 максимальна частота обертання колінчастого вала складає 5600 хв<sup>-1</sup> [16]. Отже необхідна мінімальна частота, яку повинен

забезпечити датчик, що вимірює частоту обертання колінчастого вала двигуна MeM3-2457, складає 14 кГц. Вирішення цієї задачі потребує використання високоточних датчиків – енкодерів, які також відомі як датчики кута повороту. Сучасне виробництво енкодерів дозволяє досягти абсолютну точність до 0,01° (абсолютні) або до 5000 імпульсів на один оберт.

Внаслідок того, що двигун MeM3-2457 на автомобілі «Славута» не має штатного тахометра та, відповідно, датчика частоти обертання колінчастого вала, запропонований комплекс повинен бути доповнений датчиками початкового положення (для визначення BMT) та частоти обертання колінчастого вала.

В якості універсального датчика було використано інкрементальний трьохканальний енкодер (модуль HEDS-9040 та кодове колесо HEDS-6140#B13) фірми AVAGO technologies (США) (заводські номери модуля №0611 кодового колеса №0537). Цей датчик є оптичним з лазерним випромінювачем та має три виходи, один з яких видає маркерний сигнал на початку кожного оберту, та два виходи із зсувом фаз 90 °е. Кількість імпульсів відповідає кількості отворів на кодовому колесі, що дозволяє отримувати інформацію про частоту та напрямок його обертання з роздільною здатністю 1000 імпульсів на оберт, а також його кутове положення. Основні характеристики енкодера представлено в табл. 3.2.

Внаслідок високої чутливості датчик може реєструвати певні нерівномірності роботи двигуна. Точність і плавність роботи механічної системи визначається похибками виготовлення її елементів, монтажу, а також температурними й пружними деформаціями деталей (закручування валів, просадки підшипників, згину і т.п.). Первинні похибки виготовлення й збирання, а також деформації ланок порушують злагодженість руху привідних і ведених ланок, що приводить до похибок їх відносного положення, тобто до кінематичних похибок механізму.

В автомобілях з поперечним розташуванням двигуна відстань між шківом приводу генератора та корпусом автомобіля є мінімально можливою з

конструктивних міркувань. Встановлення оптичного датчика HEDS-9040 та кодового колеса HEDS-6140#B13 на двигун MeM3-2457 являє собою складне конструкторське завдання. Основними проблемами їх монтажу є: обмежений простір (близько 14 мм) між зовнішньою площиною шківа та кузовом автомобіля та неможливість кріплення шківа в зборі з датчиками до колінчастого вала.

Таблиця 3.2 – Характеристика модуля HEDS-9040 та кодового колеса HEDS-6140#B13 фірми AVAGO technologies

Параметр	HEDS-9040	HEDS-6140#B13
Діапазон робочих температур	-40°C+100°C	-40°C+100°C
Роздільна здатність	-	1000 імп/об.
Кількість каналів	3	3
Максимальна частота обертання	-	$30\ 000\ \mathrm{xb}^{-1}$ .
Допустиме осьове биття вала	±0,25 мм	±0,25 мм
Допустимий ексцентриситет разом		
з радіальним биттям вала, не	0,1 мм	±0,1 мм
більше		
Максимальне кутове прискорення	250 000 рад/с <sup>2</sup>	250 000 рад/с <sup>2</sup>
Максимальна помилка циклу однієї		
дискрети	5,5 °e	7,5 °e
(% за оберт)	$(1,5\cdot 10^{-3}\%)$	$(2,1\cdot 10^{-3}\%)$
Максимальна похибка положення	40′	20'
вала (за оберт)	(0,19%)	(0,09%)

В результаті розроблено надкомпактну конструкцію для кріплення датчика, що дозволяє не тільки розмістити всі необхідні її елементи з зазором 2 мм, але й проводити монтаж та демонтаж всієї конструкції протягом декількох хвилин без демонтажу двигуна та з мінімальними змінами його конструкції. Зміни торкнулись лише шківа приводу генератора – в ньому було зроблено проточку та встановлено монтажну шайбу (рис. 3.7). Після проведення балансування шків встановили на штатне місце. Це дозволило мінімізувати вплив модернізації на роботу ДВЗ автомобіля внаслідок незначних розмірів шайби порівняно з шківом приводу генератора. Така конструкція кронштейну дозволяє проводити випробування як в режимах холостого ходу, так і режимах часткових навантажень та повного навантаження в дорожніх умовах.



Рисунок 3.7 – Датчик з кронштейном на колінчастому валу ДВЗ MeM3-2457

Враховуючи запропоновані конструктивні рішення можна стверджувати, що всі зазори знаходяться в допустимих межах для використання вищевказаного енкодера (при забезпеченні ексцентриситету перехідного вала не більше 0,156 мм, що було забезпечено при виготовленні кронштейна кріплення датчика на колінчастому валу (див. рис. 3.7), та забезпечена точність вимірювання згідно з даними табл. 3.2.

Для налагодження ПАК створено спеціальний стенд (рис. 3.8). В якості привідного механізму було використано електродвигун постійного струму ДП-1П-26ЦР-2К, який дозволяє проводити перевірку роботи датчика на частотах обертання до 7000 хв<sup>-1</sup>. (табл. 3.3), що повністю перекриває діапазон частоти обертання колінчастого вала двигуна MeM3-2457 [16].

При дослідженні нерівномірності ходу ДВЗ за допомогою модуля HEDS-9040 та кодового колеса HEDS-6140#В13 основними проблемами є величезний потік даних в одиницю часу та необхідна висока точність вимірювання часу.

Для безперервного запису даних при обертанні колінчастого вала двигуна MeM3-2457 на максимальній частоті 5600 хв<sup>-1</sup> та за умови використання 16розрядних чисел, необхідно щосекунди зберігати 93427 значень періодів між імпульсами, що складає 182,5 кбайт/с. Для забезпечення зберігання інформації з такою швидкістю було використано SD-карту пам'яті в режимі SPI, який дозволяє виконувати реєстрацію зі швидкістю передачі до 25 Мбод.

#### Таблиця 3.3 – Основні технічні характеристика електродвигуна

ДП-1П-26ЦР-2К

Параметр	Одиниця виміру	Значення
Номінальна потужність	Вт	1,44
Номінальна частота обертання	XB <sup>-1</sup>	7000
Номінальний крутний момент	мН·м	1,96
Номінальна сила струму	А	0,3
ККД	%	18
Напрямок обертання		правий
Maca	КГ	0,065

Для забезпечення достатньої точності вимірювання інтервалів часу було використано кварцевий резонатор 24,576 МГц, який забезпечив максимальне значення похибки дискретизації на рівні 0,38 % при частоті обертання двигуна 5600 хв<sup>-1</sup>.

Оскільки на автомобілі «Славута» відсутній штатний тахометр для проведення експериментальних досліджень, створено систему візуалізації середньої частоти обертання колінчастого вала двигуна.



Рисунок 3.8 – Стенд для перевірки енкодера



Рисунок 3.9 – Загальний вигляд ПАК для дослідження нерівномірності ходу ДВЗ МеМЗ-2457

В якості сигналів для відображення було використано сигнал положення ВМТ модуля HEDS-9040, період якого співпадає з періодом обертання колінчастого вала. Шляхом нескладних перетворень цього сигналу розраховується середня

частота обертання колінчастого вала, яка і відображається на дисплеї. Загальний вигляд ПАК для дослідження нерівномірності ДВЗ MeM3-2457 за допомогою оптичного модуля HEDS-9040 та кодового колеса HEDS-6140#B13 фірми AVAGO technologies, разом з тахометром (без корпусу) наведено на рис. 3.9.

## 3.2.2 Перевірка технічного стану двигуна MeM3-2457 та автомобіля ЗАЗ-1103 перед проведенням експериментальних досліджень

Для проведення експериментальних досліджень було обрано автомобіль ЗАЗ-1103 з чотирициліндровим, рядним, карбюраторним двигуном MeM3-2457 (заводський номер № \*245700\*50559973\*) з іскровим запалюванням, рідинним охолодженням, з верхнім розташуванням клапанів – по два на циліндр [16].

Основні параметри автомобіля ЗАЗ-1103 "Славута", який використовувався для проведення дорожніх випробувань наведено в табл. 3.4 та зображено на рис. 3.10.

Таблиця 3.4 – Основні довідкові дані автомобіля «Славута» та його силового агрегату

Державний номерний знак	AM 8428 AP
Номер кузова	Y6D11030750072490
Двигун	SOHC 1200
	MeM3-2457
Заводський номер двигуна	*245700*50559973*
Пробіг автомобіля, км	21321
Рік випуску	2005

Перед дорожніми випробуваннями автомобілю ЗАЗ-1103 «Славута» проведено перевірку технічного стану, відрегульовано системи двигуна та

автомобіля до нормативних значень, які регламентовано технічною документацією [2, 16, 80, 100].

Перед випробуваннями на двигуні відрегульовано зазори між клапанами та коромислами, перевірені зазори між електродами свічок та робота системи запалювання. Тиск в шинах автомобіля доведено до норми. Напередодні дорожніх випробувань зроблено чергове технічне обслуговування автомобіля.



Рисунок 3.10 – Автомобіль ЗАЗ-1103 «Славута» під час дорожніх випробувань

Крім того, для оцінки технічного стану циліндро-поршневої групи було виміряна компресія в циліндрах двигуна. Всі значення тиску більші за 0,9 МПа, що є граничним значенням і відповідають нормальному стану циліндропоршневої групи. Максимальна величина розбіжності значень тиску становить 0,09 МПа і не перевищує 0,1 МПа [16].

Наведені дані свідчать про задовільний стан циліндро-поршневої групи.

## 3.3 Результати експериментальних досліджень нерівномірності ходу двигуна MeM3-2457

Експериментальні дослідження нерівномірності ходу ДВЗ МеМЗ-2457 проводилось в режимах без навантаження при частотах: 1000 хв<sup>-1</sup>; 2000 хв<sup>-1</sup>; 3100 хв<sup>-1</sup>, (рис. 3.11–3.14) а також 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.3.15.–3.16.).

Аналізувалась нерівномірність ходу, що вноситься кожним циліндром  $\delta_I$  та по ДВЗ в цілому  $\delta$ . Результати експериментальних даних зведено до табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Результати експериментального дослідження нерівномірності ходу двигуна MeM3-2457

Режими без навантаження							
Середня	Нерівномірність ходу						
колінчастого вала, хв <sup>-1</sup>	$\delta_1$	$\delta_2$	$\delta_3$	$\delta_4$	δ		
566,4	0,227	0,237	0,224	0,214	0,236		
1019,2	0,129	0,141	0,139	0,136	0,143		
2161,8	0,069	0,08	0,076	0,073	0,082		
3205,2	0,069	0,069	0,08	0,072	0,08		
Режими з навантаженням							
Середня частота		Hepi	івномірність	ходу	_		
колінчастого вала, хв <sup>-1</sup>	$\delta_1$	$\delta_2$	$\delta_3$	$\delta_4$	δ		
2270,6	0,091	0,087	0,088	0,092	0,098		
2735,4	0,107	0,112	0,11	0,097	0,12		



Рисунок 3.11 – Експериментальні дані нерівномірності ходу МеМЗ-245-7, середня частота обертання 566,41 хв<sup>-1</sup>, δ=0,236: а) по 1 циліндру; б) по 2 циліндру; в) по 3 циліндру; г) по 4 циліндру



Рисунок 3.12 – Експериментальні дані нерівномірності ходу MeM3-245-7, середня частота обертання 1019,2 хв<sup>-1</sup>, δ=0,143: а) по 1 циліндру; б) по 2 циліндру; в) по 3 циліндру; г) по 4 циліндру



Рисунок 3.13 – Експериментальні дані нерівномірності ходу МеМЗ-245-7, середня частота обертання 2161,82 хв<sup>-1</sup>, δ=0,0815: а) по 1 циліндру; б) по 2 циліндру; в) по 3 циліндру; г) по 4 циліндру



Рисунок 3.14 – Експериментальні дані нерівномірності ходу МеМЗ-245-7, середня частота обертання 3205,24 хв<sup>-1</sup>, б=0,08: а) по 1 циліндру; б) по 2 циліндру; в) по 3 циліндру; г) по 4 циліндру



Рисунок 3.15 – Експериментальні дані нерівномірності ходу MeM3-245-7, (повне навантаження, ухил 10%) середня частота обертання 2270,62 хв<sup>-1</sup>, δ=0,098: а) по 1 циліндру; б) по 2 циліндру; в) по 3 циліндру; г) по 4 циліндру



Рисунок 3.16 – Експериментальні дані нерівномірності ходу МеМЗ-245-7, (повне навантаження, ухил 12%) середня частота обертання 2735,35 хв<sup>-1</sup>, δ=0,08: а) по 1 циліндру; б) по 2 циліндру; в) по 3 циліндру; г) по 4 циліндру

#### 3.4 Висновки до розділу 3

1.Створено програмно-апаратний комплекс для визначення моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння методом маятникових коливань. Встановлено, що для визначення зміни приведеного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння вказаним методом інтервали часу необхідно визначати з дискретним значенням меншим за 0,04 с.

2. На основі проведених експериментальних досліджень встановлено, що момент інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна Д-3 в положеннях верхньої та нижньої мертвих точок змінюється в 1,26 рази.

3. Перевірені експериментальні дані зміни приведеного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна Д-3 за допомогою стандартного програмного пакету КОМПАС-3D V8. Встановлено, що відносна похибка визначення величини максимальної зміни приведеного моменту інерції експериментально та за допомогою комп'ютерного моделювання склала 2,48%.

4. Створено програмно-апаратний комплекс що дозволяє проводити експериментальні дослідження нерівномірності ходу колінчастого вала двигуна MeM3-2457 з датчиком, що забезпечує частоту слідування імпульсів більшу за 14 кГц, з максимальними відносною похибкою визначення його положення 0,19 % за оберт, та похибкою дискретизації інтервалів часу при максимальній частоті обертання 0,38 %.

5. На основі експериментальних досліджень визначено коефіцієнт нерівномірності ходу двигуна  $\delta$  MeM3-2457 в режимах холостого ходу:  $n_{cep}=566,41 \text{ xB}^{-1}, \delta=0,236, n_{cep}=1019,2 \text{ xB}^{-1}, \delta=0,143, n_{cep}=2161,82 \text{ xB}^{-1}, \delta=0,0815, n_{cep}=3205,24 \text{ xB}^{-1}, \delta=0,08$ ; та режимах повного навантаження:  $n_{cep}=2270,62 \text{ xB}^{-1}, \delta=0,098, n_{cep}=2735,35 \text{ xB}^{-1}, \delta=0,12$ .

#### **РОЗДІЛ 4**

## АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НЕРІВНОМІРНОСТІ ХОДУ ДВИГУНА MeM3-2457

### 4.1 Аналіз експериментальних даних нерівномірності ходу МеМЗ-2457

Внаслідок того, що датчик HEDS-6140#В13 знаходиться 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 [92]. Розглянемо побудову лінійної по параметрам регресивної моделі виду

$$y = \beta_0 + \beta_1 a_1(x) + \beta_2 a_2(x) + \beta_3 a_3(x) + \beta_4 a_4(x).$$
(4.1)

У відповідності з методом найменших квадратів у якості оцінки параметрів  $\beta_k$  виберемо такі, щоб мінімізували суму

$$Q = \sum_{i}^{m} \sum_{j}^{n_{i}} \left( y_{ij} - \left(\beta_{0} + \beta_{1}a_{1}(x) + \beta_{2}a_{2}(x) + \beta_{3}a_{3}(x) + \beta_{4}a_{4}(x)\right) \right)^{2}.$$
(4.2)

З необхідної умови екстремуму випливає, що

$$\frac{\partial Q}{\partial \beta_k} = 0, \ k = 0, \dots, 4.$$
(4.3)

Таким чином отримаємо лінійну алгебраїчну систему виду:

$$\beta_0 n + \beta_1 \sum_{i}^{m} a_1(x_i) n_i + \beta_2 \sum_{i}^{m} a_2(x_i) n_i + \beta_3 \sum_{i}^{m} a_3(x_i) n_i + \beta_4 \sum_{i}^{m} a_4(x_i) n_i = \sum_{i}^{m} \sum_{j}^{n_i} y_{ij};$$
(4.4)

$$\begin{split} \beta_{0} \sum_{i}^{m} a_{1}(x_{i})n_{i} + \beta_{1} \sum_{i}^{m} [a_{1}(x_{i})]^{2} n_{i} + \beta_{2} \sum_{i}^{m} a_{1}(x_{i})a_{2}(x_{i})n_{i} + \beta_{3} \sum_{i}^{m} a_{1}(x_{i})a_{3}(x_{i})n_{i} + \\ + \beta_{4} \sum_{i}^{m} a_{1}(x_{i})a_{4}(x_{i})n_{i} = \sum_{i}^{m} \sum_{j}^{n_{i}} y_{ij}a_{1}(x_{i}); \\ \beta_{0} \sum_{i}^{m} a_{2}(x_{i})n_{i} + \beta_{1} \sum_{i}^{m} a_{1}(x_{i})a_{2}(x_{i})n_{i} + \beta_{2} \sum_{i}^{m} [a_{2}(x_{i})]^{2} n_{i} + \beta_{3} \sum_{i}^{m} a_{2}(x_{i})a_{3}(x_{i})n_{i} + \\ + \beta_{4} \sum_{i}^{m} a_{2}(x_{i})a_{4}(x_{i})n_{i} = \sum_{i}^{m} \sum_{j}^{n_{i}} y_{ij}a_{2}(x_{i}); \\ \beta_{0} \sum_{i}^{m} a_{3}(x_{i})n_{i} + \beta_{1} \sum_{i}^{m} a_{1}(x_{i})a_{3}(x_{i})n_{i} + \beta_{2} \sum_{i}^{m} a_{2}(x_{i})a_{3}(x_{i})n_{i} + \beta_{3} \sum_{i}^{m} [a_{3}(x_{i})]^{2} n_{i} + \\ + \beta_{4} \sum_{i}^{m} a_{3}(x_{i})a_{4}(x_{i})n_{i} = \sum_{i}^{m} \sum_{j}^{n_{i}} y_{ij}a_{3}(x_{i}); \\ \beta_{0} \sum_{i}^{m} a_{4}(x_{i})n_{i} + \beta_{1} \sum_{i}^{m} a_{1}(x_{i})a_{4}(x_{i})n_{i} + \beta_{2} \sum_{i}^{m} a_{2}(x_{i})a_{4}(x_{i})n_{i} + \beta_{3} \sum_{i}^{m} a_{3}(x_{i})a_{4}(x_{i})n_{i} + \\ + \beta_{4} \sum_{i}^{m} a_{3}(x_{i})a_{4}(x_{i})n_{i} = \sum_{i}^{m} \sum_{j}^{n_{i}} y_{ij}a_{3}(x_{i}); \\ \beta_{0} \sum_{i}^{m} a_{4}(x_{i})n_{i} + \beta_{1} \sum_{i}^{m} a_{1}(x_{i})a_{4}(x_{i})n_{i} + \beta_{2} \sum_{i}^{m} a_{2}(x_{i})a_{4}(x_{i})n_{i} + \beta_{3} \sum_{i}^{m} a_{3}(x_{i})a_{4}(x_{i})n_{i} + \\ + \beta_{4} \sum_{i}^{m} [a_{4}(x_{i})]^{2} n_{i} = \sum_{i}^{m} \sum_{j}^{n_{i}} y_{ij}a_{4}(x_{i})n_{i} + \\ + \beta_{4} \sum_{i}^{m} [a_{4}(x_{i})]^{2} n_{i} = \sum_{i}^{m} \sum_{j}^{n_{i}} y_{ij}a_{4}(x_{i}). \end{split}$$

Подамо отриману систему у матричному вигляді

$$M\beta = Y,$$
(4.5)  

$$ge \ \beta = \begin{pmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ \beta_3 \\ \beta_4 \end{pmatrix} - \text{матриця невідомих;}$$

$$M = \begin{pmatrix} n & \sum a_1 n_i & \sum a_2 n_i & \sum a_3 n_i & \sum a_4 n_i \\ \sum a_1 n_i & \sum a_1^2 n_i & \sum a_1 a_2 n_i & \sum a_1 a_3 n_i & \sum a_1 a_4 n_i \\ \sum a_2 n_i & \sum a_1 a_2 n_i & \sum a_2^2 n_i & \sum a_2 a_3 n_i & \sum a_2 a_4 n_i \\ \sum a_3 n_i & \sum a_3 a_1 n_i & \sum a_3 a_2 n_i & \sum a_3^2 n_i & \sum a_3 a_4 n_i \\ \sum a_4 n_i & \sum a_4 a_1 n_i & \sum a_4 a_2 n_i & \sum a_4 a_3 n_i & \sum a_4^2 n_i \end{pmatrix} - \text{матриця}$$

коефіцієнтів;

$$Y = \begin{pmatrix} \sum_{i}^{m} \sum_{j}^{n_{i}} y_{ij} \\ \sum_{i}^{m} a_{1} \sum_{j}^{n_{i}} y_{ij} \\ \sum_{i}^{m} a_{2} \sum_{j}^{n_{i}} y_{ij} \\ \sum_{i}^{m} a_{3} \sum_{j}^{n_{i}} y_{ij} \\ \sum_{i}^{m} a_{3} \sum_{j}^{n_{i}} y_{ij} \\ \sum_{i}^{m} a_{4} \sum_{j}^{n_{i}} y_{ij} \end{pmatrix} -$$
матриця вільних членів рівняння.

В матриці *M* усі суми по *i*,  $a_k = a_k(x_i)$ ,  $n = \sum_i n_i$  – загальна кількість вимірів,  $n_i$  – кількість повторних вимірів при фіксованому  $x_i$ .

Таким чином, матричне рівняння має розв'язок

$$\beta = M^{-1}Y. \tag{4.6}$$

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  $\beta_n$ , n=1...5було визначено використавши вираз (4.6) в середовищі MathCAD для кожного експериментального значення частоти обертання. Результати розрахунків занесемо в табл. 4.1, та зобразимо на рис. 4.1-4.6.

## 4.1.1 Перевірка адекватності регресійної моделі

Оскільки кожному значенню кута повороту колінчастого вала відповідає кілька значень частоти обертання, маємо справу з повторюваними випробуваннями. В нашому випадку *i=1,2,...,500* (кількість значень частоти обертання протягом робочого ходу 1-го циліндра MeM3-2457), *m=240* 

(кількість повторних робочих ходів 1-го циліндра MeM3-2457),  $\sum_{i=1}^{m} n_i = n = 120000$ (загальна кількість значень у виборці).

Режими без навантаження						
Середня						
частота	ß.	ß.	ße	ß.	$\beta_4$ -3.213 -4.271 -0.63 -6.248	
колінчастого вала,	$P_0$	ΡI	P2	P3		
$XB^{-1}$						
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	

Таблиця 4.1 – Результати розрахунків коефіцієнтів регресійної моделі

Якщо модель адекватна даним спостереження, середнє спостережень  $\overline{y_i}$  повинно бути близькими до визначених значень  $\tilde{y_i}$ . Значення  $\overline{y_i}$  визначаються за виразом

$$\overline{y_i} = \frac{1}{n_i} \sum_{j=1}^{n_i} y_{i,j}, \ i = 1, 2, \ \dots, \ m.$$
(4.7)

Тому сума квадратів є мірою неадекватності моделі

$$Q_n = \sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n_i} \left( \bar{y}_i - \bar{y}_i \right)^2 = \sum_{i=1}^{m} n_i \left( \bar{y}_i - \bar{y}_i \right)^2, \ i = 1, 2, \dots, m.$$
(4.8)

Залишкова сума квадратів  $Q_e$  може бути розділена на дві суми

$$Q_e = Q_n + Q_p, \qquad (4.9)$$

де  $Q_p = \sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n_i} \left( \overline{y}_i - \overline{y}_i \right)^2$  - сума квадратів похибки.

Як і у випадку однофакторного дисперсійного аналізу, можна сказати, якщо регресійна модель адекватна даним, тоді статистики  $Q_n/\sigma^2$  та  $Q_p/\sigma^2$ незалежні і підлягають розподілу  $\chi^2$  з m-2 і n-m ступенями вільності, а отже їх відношення підлягає розподілу Фішера

$$\frac{Q_n}{Q_p} = F_{1-\alpha}(m-k, n-m),$$
(4.10)

де k – кількість рівнянь в (4.4);

α- заданий рівень значущості.

Перевіримо адекватність регресійної моделі для кожної з частот обертання колінчастого вала [92].

Для середньої частоти обертання  $n_{cep}=568 \text{ xB}^{-1}$ . Визначимо середнє значення кожного з спостережень згідно з (4.7) та вирахуємо суму (4.8), яка є мірою неадекватності регресійної моделі  $Q_n=2,937\cdot105$ . Сума квадратів чистої похибки в цьому випадку складає  $Q_p=4,089\cdot107$ . Тоді залишкова сума квадратів  $Q_e=4.118\cdot10^7$ 

В нашому випадку k=5 (табл. 4.1), і приймемо рівень значущості α=0,01, отже відношення (4.10) складає 1,734.



Рисунок 4.1 – Експериментальні дані та регресійна модель нерівномірності ходу МеМЗ-245-7, середня частота обертання

566 хв<sup>-1</sup>


Рисунок 4.2 – Експериментальні дані та регресійна модель нерівномірності ходу МеМЗ-245-7, середня частота обертання

1019 хв<sup>-1</sup>



Рисунок 4.3 – Експериментальні дані та регресійна модель нерівномірності ходу МеМЗ-245-7, середня частота обертання

2161 хв<sup>-1</sup>



Рисунок 4.4 – Експериментальні дані та регресійна модель нерівномірності ходу MeM3-245-7, середня частота обертання 3205 хв<sup>-1</sup>



Рисунок 4.5 – Експериментальні дані та регресійна модель нерівномірності ходу МеМЗ-245-7, середня частота обертання

2270 хв<sup>-1</sup> (повне навантаження, ухил 10%)



Рисунок 4.6 – Експериментальні дані та регресійна модель нерівномірності частоти колінчастого вала, середня частота

обертання 2735 хв<sup>-1</sup> (повне навантаження, ухил 12%)

Квантиль розподілу Фішера при заданому рівні значущості:  $F_{0.99}(495, 1.195 \cdot 10^5) = 1.154.$ 

Оскільки вираз (4,12) >  $F_{0,99}$ , тому гіпотеза про незначимість моделі відхиляється, а про адекватність регресії результатам спостережень приймається (в нашому випадку гіпотезою було те, що всі коефіцієнти дорівнюють нулю).

В цьому випадку залишкову дисперсію  $s^2 = 343,185$  можна використовувати в якості оцінки дисперсії  $\sigma^2$ , знайти довірчі інтервали для параметрів і перевірити гіпотези про параметри. Звідки s=18,525. Оцінимо коваріаційну матрицю, що в нашому випадку має вигляд

$$K = s^{2} (A^{T} A)^{-1} = 343,185 \times$$

$$\begin{pmatrix} 0,176 & 8,599 \cdot 10^{-4} & -0,274 & -0,116 & -7,299 \cdot 10^{-4} \\ 8,599 \cdot 10^{-4} & 0,014 & -1,306 \cdot 10^{-3} & -4,969 \cdot 10^{-4} & -0,012 \\ -0,274 & -1,306 \cdot 10^{-3} & 0,43 & 0,182 & 1,108 \cdot 10^{-3} \\ -0,116 & -4,969 \cdot 10^{-4} & 0,182 & 0,081 & 4,218 \cdot 10^{-4} \\ -7,299 \cdot 10^{-4} & -0,012 & 1,108 \cdot 10^{-3} & 4,218 \cdot 10^{-4} & 0,014 \end{pmatrix} = (4.11)$$

$$\begin{pmatrix} 60,489 & 0,295 & -93,938 & -39,868 & -0,25 \\ 0,295 & 4,913 & -0,448 & -0,171 & -4,17 \\ -93,938 & -0,448 & 147,556 & 62,624 & 0,38 \\ -39,868 & -0,171 & 62,624 & 27,951 & 0,145 \\ -0,25 & -4,17 & 0,38 & 0,145 & 4,913 \end{pmatrix}$$

Визначимо довірчі інтервали для параметрів

$$\tilde{\beta}_{j} \pm t_{1-\frac{\alpha}{2}}(n-k)s_{\sqrt{a_{j,j}}},$$
(4.12)

де:  $t_{1-\alpha_{2}}(n-k)$  - квантиль розподілу Стьюдента;  $a_{j,j}$  – діагональний елемент матриці  $(A^T A)^{-1}(4.14)$ .

Згідно (4.15) маємо для  $\beta_0 = 543,859 \pm 20,111$ , для  $\beta_1 = -1,276 \pm 5,732$ , для  $\beta_2 = 37,252 \pm 31,41$ , для  $\beta_3 = -7,394 \pm 13,671$  для  $\beta_4 = -3,213 \pm 5,731$ .

Або вищезгадане можна записати у вигляді: β₀∈(523.748; 563.97), β₁∈( -7.007; 4.456), β₂∈(5.841; 68.662), β₃∈( -21.065; 6.277), β₄∈( -8.944; 2.518).

Знайдемо довірчий інтервал для дисперсії похибок спостережень. Визначимо квантилі  $\chi^2$  розподілу  $\chi^2_{1-\alpha'_2}(495) = \chi^2_{0.995}(495) = 579,798,$  $\chi^2_{\alpha'_2}(495) = \chi^2_{0.005}(495) = 417,712$ . Отже довірчий інтервал для  $\sigma^2$  має вигляд

$$\frac{(n-k)s^{2}}{\chi^{2}_{1-\alpha'_{2}}(n-k)} < \sigma^{2} < \frac{(n-k)s^{2}}{\chi^{2}_{\alpha'_{2}}(n-k)}.$$
(4.13)

Одержимо: σ<sup>2</sup>∈(0,592; 0,822).

Для середньої частоти обертання  $n_{cep}=1013$  хв<sup>-1</sup>. Визначимо середнє значення кожного з спостережень згідно з (4.7) та вирахуємо суму (4.8), яка є мірою неадекватності регресійної моделі  $Q_n=2,677\cdot10^5$ . Сума квадратів похибки в цьому випадку складає  $Q_p=8,044\cdot10^7$ . Тоді залишкова сума квадратів  $Q_e=8,07\cdot10^7$ .

В нашому випадку k=5 (табл. 4.1), і приймемо рівень значущості α=0,01, отже відношення (4.10) складає 0,803.

Квантиль розподілу Фішера при заданому рівні значущості:  $F_{0.99}(495, 1.195 \cdot 10^5) = 1.154.$ 

Оскільки вираз (0,803) < F<sub>0,99</sub>, тому гіпотеза про незначимість моделі відхиляється, а про адекватність регресії результатам спостережень приймається (в нашому випадку гіпотезою було те, що всі коефіцієнти дорівнюють нулю).

В цьому випадку залишкову дисперсію  $s^2 = 672,559$  можна використовувати в якості оцінки дисперсії  $\sigma^2$ , знайти довірчі інтервали для параметрів і перевірити гіпотези про параметри. Звідки s=25,934. Оцінимо коваріаційну матрицю, що в нашому випадку має вигляд

$K = s^2 \left( A^T A \right)$	$(1)^{-1} = 672$	,559×				
0,176	8,59	$9 \cdot 10^{-4}$	- 0,274	- 0,116	$-7,299\cdot10^{-4}$	
8,599 · 10 <sup>-2</sup>	<sup>4</sup> 0,	014	-1,306·10 <sup>-3</sup>	- 4,969 · 10 <sup>-4</sup>	- 0,012	
- 0,274	-1,30	$6 \cdot 10^{-3}$	0,43	0,182	$1,108 \cdot 10^{-3} =$	:
-0,116	- 4,90	59·10 <sup>-4</sup>	0,182	0,081	4,218.10-4	
$(-7,299\cdot10^{-1})$	-4 - 0	,012	$1,108 \cdot 10^{-3}$	$4,218 \cdot 10^{-4}$	0,014 )	(4.14)
(118,544	0,578	-184,09	5 - 78,131	- 0,491		
0,578	9,628	- 0,878	- 0,334	- 8,173		
-184,095	- 0,878	289,174	122,727	0,745		
- 78,131	- 0,334	122,727	54,776	0,284		
- 0,491	- 8,173	0,735	0,284	9,627		

Визначимо довірчі інтервали для параметрів:

Згідно (4.15) маємо для  $\beta_0 = 1005,932 \pm 28,154$ , для  $\beta_1 = 2,759 \pm 8,024$ , для  $\beta_2 = 10,388 \pm 43,972$ , для  $\beta_3 = -2,333 \pm 19,138$  для  $\beta_4 = -4,271 \pm 8,023$ .

Або вищезгадане можна записати у вигляді: β<sub>0</sub>∈(977.779; 1034.086), β<sub>1</sub>∈(-5.265; 10.782), β<sub>2</sub>∈(-33.584; 54.36), β<sub>3</sub>∈(-21.471; 16.805), β<sub>4</sub>∈(-12.294; 3.752).

Знайдемо довірчий інтервал для дисперсії похибок спостережень згідно з (4,16) одержимо:  $\sigma^2 \in (1,16; 1,61)$ .

Для середньої частоти обертання  $n_{cep}=2161$  хв<sup>-1</sup>. Визначимо середнє значення кожного з спостережень згідно з (4.7) та вирахуємо суму (4.8), яка є мірою неадекватності регресійної моделі  $Q_n=7,523\cdot10^5$ . Сума квадратів чистої похибки в цьому випадку складає  $Q_p=5,907\cdot10^7$ . Тоді залишкова сума квадратів  $Q_e=5,9778,07\cdot10^7$ .

В нашому випадку k=5 (табл. 4.1), і приймемо рівень значущості  $\alpha=0,01$ , отже відношення (4.10) складає 3,077.

Квантиль розподілу Фішера при заданому рівні значущості:  $F_{0.99}(495,1.195\cdot10^5)=1,154.$ 

Оскільки вираз (3,077) >  $F_{0,99}$ , тому гіпотеза про незначимість моделі відхиляється, а про адекватність регресії результатам спостережень

приймається (в нашому випадку гіпотезою було те, що всі коефіцієнти дорівнюють нулю).

В цьому випадку залишкову дисперсію  $s^2 = 498,092$  можна використовувати в якості оцінки дисперсії  $\sigma^2$ , знайти довірчі інтервали для параметрів і перевірити гіпотези про параметри. Звідки s=22.318. Оцінимо коваріаційну матрицю, що в нашому випадку має вигляд

$$K = s^{2} (A^{T} A)^{-1} = 498,092 \times$$

$$\begin{pmatrix} 0,176 & 8,599 \cdot 10^{-4} & -0,274 & -0,116 & -7,299 \cdot 10^{-4} \\ 8,599 \cdot 10^{-4} & 0,014 & -1,306 \cdot 10^{-3} & -4,969 \cdot 10^{-4} & -0,012 \\ -0,274 & -1,306 \cdot 10^{-3} & 0,43 & 0,182 & 1,108 \cdot 10^{-3} \\ -0,116 & -4,969 \cdot 10^{-4} & 0,182 & 0,081 & 4,218 \cdot 10^{-4} \\ -7,299 \cdot 10^{-4} & -0,012 & 1,108 \cdot 10^{-3} & 4,218 \cdot 10^{-4} & 0,014 \end{pmatrix} = (4.15)$$

$$\begin{pmatrix} 87,793 & 0,428 & -136,339 & -57,863 & -0,364 \\ 0,428 & 7,131 & -0,65 & -0,248 & -6,053 \\ -136,339 & -0,65 & 214,16 & 90,89 & 0,552 \\ -57,863 & -0,248 & 90,89 & 40,567 & 0,21 \\ -0,364 & -6,053 & 0,552 & 0,21 & 7,13 \end{pmatrix}$$

Визначимо довірчі інтервали для параметрів:

Згідно (4.15) маємо для  $\beta_0 = 12160,804 \pm 24,228$ , для  $\beta_1 = -1,794 \pm 6,905$ , для  $\beta_2 = 0,754 \pm 37,841$ , для  $\beta_3 = 7,804 \pm 16,469$  для  $\beta_4 = -0,63 \pm 6,905$ .

Або вищезгадане можна записати у вигляді: β<sub>0</sub>∈(2137; 2185), β<sub>1</sub>∈(-8.699; 5.111), β<sub>2</sub>∈(-37.088; 38.595), β<sub>3</sub>∈(-8.665; 24.274), β<sub>4</sub>∈(-7.534; 6.275).

Знайдемо довірчий інтервал для дисперсії похибок спостережень згідно з (4,16) одержимо:  $\sigma^2 \in (0,859; 1.192)$ .

Для середньої частоти обертання  $n_{cep}=3204$  хв<sup>-1</sup>. Визначимо середнє значення кожного з спостережень згідно з (4.7) та вирахуємо суму (4.8), яка є мірою неадекватності регресійної моделі  $Q_n=8,279\cdot10^5$ . Сума квадратів чистої похибки в цьому випадку складає  $Q_p=1,68\cdot10^8$ . Тоді залишкова сума квадратів  $Q_e=1,689\cdot10^8$ 

В нашому випадку k=5 (табл. 4.1), і приймемо рівень значущості  $\alpha=0,01$ , отже відношення (4.10) складає 1,19.

Квантиль розподілу Фішера при заданому рівні значущості:  $F_{0.99}(495,1.195\cdot10^5)=1,154.$ 

Оскільки вираз  $(1,19) > F_{0,99}$ , тому гіпотеза про незначимість моделі відхиляється, а про адекватність регресії результатам спостережень приймається (в нашому випадку гіпотезою було те, що всі коефіцієнти дорівнюють нулю).

В цьому випадку залишкову дисперсію  $s^2 = 1407$  можна використовувати в якості оцінки дисперсії  $\sigma^2$ , знайти довірчі інтервали для параметрів і перевірити гіпотези про параметри. Звідки s=37,512. Оцінимо коваріаційну матрицю, що в нашому випадку має вигляд

	$K = s^2 \left( A^T A \right)$	$)^{-1} = 140^{\circ}$	7 ×					
	0,176	8,599	$9.10^{-4}$	-0,274	- 0,116	- 7,299 ·10 <sup>-4</sup> `		
	8,599 ·10 <sup>-4</sup>	0,0	014	-1,306 ·10 <sup>-3</sup>	- 4,969 ·10	-4 - 0,012		
	- 0,274	-1,30	$6 \cdot 10^{-3}$	0,43	0,182	1,108 ·10 <sup>-3</sup>	=	
	- 0,116	- 4,96	9 ·10 <sup>-4</sup>	0,182	0,081	4,218 ·10 <sup>-4</sup>		
	- 7,299 ·10-2	<sup>4</sup> - 0,	,012	1,108 ·10 <sup>-3</sup>	4,218 ·10 <sup>-</sup>	<sup>-4</sup> 0,014	)	(4.16)
1	248,027	1,21	- 385,17	7 -163,471	-1,027			
	1,21	20,145	-1,837	- 0,699	-17,1			
	- 385,177	-1,837	605,03	1 256,778	1,56			
	-163,471	- 0,699	256,778	3 114,607	0,594			
	-1,027	-17,1	1,56	0,594	20,143			

Визначимо довірчі інтервали для параметрів. Згідно (4.15) маємо для  $\beta_0=3203,027\pm40,723$ , для  $\beta_1=3,877\pm11,606$ , для  $\beta_2=0,992\pm63,604$ , для  $\beta_3=18,265\pm27,682$  для  $\beta_4=-6,248\pm11,065$ .

Або вищезгадане можна записати у вигляді: β<sub>0</sub>∈(3162; 3244), β<sub>1</sub>∈(-7,729; 15,483), β<sub>2</sub>∈(-62,612; 64,596), β<sub>3</sub>∈(-9,417; 45,947), β<sub>4</sub>∈(-17,854; 5,357).

Знайдемо довірчий інтервал для дисперсії похибок спостережень згідно з (4,16) одержимо:  $\sigma^2 \in (2,427; 3,369)$ .

Повторимо операції проведені в для всіх значень частот обертання при навантаженні, а результати занесемо в табл. 4.2.

	De	WUMU KAD I	Режими з			
Параметр		жими осз г	навантаженням			
	568	1013	2161	3204	2267	2734
Статистика						
$\frac{\frac{Q_n}{m-k}}{\frac{Q_p}{n-m}}$	1,734	0.803	3.077	1,19	3,793	23,707
Квантиль						
розподілу	1 1 5 4	1 1 5 4	1 1 5 4	1 1 5 4	1 1 5 4	1 154
Фішера для	1,154	1,104	1,104	1,104	1,104	1,154
α=0,01						
Залишкова	343,185	672.559	498.092	1407	1321	3316
дисперсія,	(18.525)	(25.934)	(22.318)	(37.512)	(36.341)	(57.582)
$s^2(s)$	(10,020)		()	(0,,012)	(00,011)	(0,,002)
Довірчі						
інтервали	(523.748;	(977.779;	(2185;	(3162;	(2222;	(2687;
для	563.97)	1034.01)	2137)	3244)	2301)	2812)
параметрів:						
$\beta_0 \in$						
ß –	(-7.007;	(-5.265;	(-8.699;	(-7,729;	(-6,762;	(-6,349;
$p_I \in$	4.456)	10.782)	5.111)	15,483)	15,725)	29,282)
ß c	(5.841;	(-33.584;	(-37.088;	(-62,612;	(-53,168;	(-121,98;
$p_2 \in$	68.662)	54.36)	38.595)	64,596)	70,067)	73,283)
R -	(-21.065;	(-21.471;	(-8.665;	(-9,417;	(-37,107;	(-56,456;
$p_3 \in$	6.277),	16.805),	24.274)	45,947)	16,528)	28,529)
P -	(-8.944;	(-12.294;	(-7.534;	(-17,854;	(-9,918;	(-27,528;
$p_4 \in$	2.518)	3.752)	6.275)	5,357)	12,567)	8,101)
Довірчий	(0.502)	(1.16)	(0.850)	(2 127.	() )78.	(5 710)
інтервал	(0,392,	$ \begin{array}{c} (1,10,\\ 1,61) \end{array} $	(0.039, 1.102)	(2, 427, 3260)	(2,270, 3, 162)	(3,719, 7028)
для $\sigma^2$	0.022)	1.01)	1,192)	5,509)	5,102)	1,200)

Таблиця 4.2 – Аналіз адекватності регресії

## 4.2 Аналіз усталеного режиму роботу двигуна МеМЗ-2457

При усталеному режимі роботи швидкість обертання колінчастого вала змінюється періодично. Часто усталений рух чергується з розгонами (при підвищеннях швидкісного режиму) і гальмуваннями (при зниженнях швидкісного режиму).

Внаслідок того, що в рівнянні (5.1) різниця моментів рухаючих сил  $M_{\kappa p}$  та сил опору  $M_{w}$  є функціями від  $\varphi$ , або від  $\omega$  або від t, тому в загальному випадку це рівняння є нелінійним диференціальним. Його розв'язок може бути проведений лише наближеними методами.

В якості початкової ланки КШМ оберемо колінчастий вал ДВЗ. До початкової ланки висуваються наступні вимоги: нехай її приведений момент інерції  $I_n$  та сумарний момент  $M_{\Sigma}$  зовнішніх сил, які її навантажують будуть такими, що закон руху всього механізму буде повністю співпадати з законом руху колінчастого вала. З сказаного слідує, що при побудові моделі КШМ ДВЗ всі сили і моменти, що прикладені до нього, приводяться до одної ланки і заміняються сумарним приведеним моментом  $M_{\Sigma}$ . Тобто  $M_{\Sigma}$  є еквівалентом всього навантаження, що діє на ДВЗ. Також маси всіх ланок КШМ (точніше їх інертність) теж приводяться до колінчастого вала і замінюються сумарним приведеним моментом всього вала і замінюються сумарним риведеним моментого вала і замінюються сумарним приведеним моментом інерції  $I_n$ , який детально розглянуто в главі 2. Як слідує з рівняння Лагранжа 2-го роду при приведенні сил слід виконувати умову рівності елементарних робіт.

Побудуємо графік приведених моментів ДВЗ аналітичним способом. Момент рухаючих сил  $M_{\kappa p}$  (крутний момент) ДВЗ виникає внаслідок сили тиску газів  $F_3$  (рис. 4.10) під час робочого ходу. Розглянемо  $M_{\kappa p}$  для 1-го циліндра ДВЗ. Момент рухаючих сил точки можна виразити [102]

$$M_{xp} = F_{x}v_{q}k_{x} + F_{y}v_{y}k_{y}.$$
 (4.17)

Використавши рівняння 4.17 для приведення сили  $F_3$  рис (4.7) [102]

$$M_{\kappa p} = F_{3x} v_q c_x \,. \tag{4.18}$$

121

В нашому випадку проекції сили на вертикальну вісь дорівнюють нулю.



Рисунок 4.7 – Схема сил, діючих на КШМ ДВЗ

Оскільки як сила  $F_3$  в будь-якому положенні КШМ діє вліво (див. рис. 4.7), то відповідно до правил векторної алгебри її проекції слід присвоїти знак мінус. Проекція  $v_q c_x$  аналога швидкості визначається зрівняння [102] (див. рис. 4.7.)

$$v_q c_x = -R \sin \varphi \left( 1 + \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1/\lambda^2 - \sin^2 \varphi}} \right).$$
(4.19)

Для того, щоб уникнути похибок теоретичних моделей визначення тиску при згорянні палива в циліндрах MeM3-245 скористаємося експериментальними даними, що отримані методом індицирування. В роботі [40] наведено розгорнуту індикаторну діаграму MeM3-245, яка побудована на основі аналізу 40 послідовних циклів роботи (рис.4.8) при частоті обертання колінчастого вала 3000 хв<sup>-1</sup>, та розрідженням у впускному трубопроводі 35 кПа. Для того, щоб отримати силу тиску газів  $F_3$  необхідно взяти добуток експериментальних даних тиску та площі поршня, що складає  $S_n = 4071,2$  мм<sup>2</sup>, враховуючи правило знаків (рис 4.9).



Рисунок 4.8 – Індикаторна діаграма двигуна MeM3-245 (M3 – момент запалювання) [40]



Рисунок 4.9 – Аналог швидкості для кривошипа [102]

Методом відключення циліндрів була визначена потужність циліндра, що індицирувався, яка для даного випадку склала 3,88 кВт [40]. Виходячи з цього середній момент рухаючих сил  $M_{\kappa p}$ = 14,91 Н·м, а середній момент сил опору  $M_w$ = 2,56 Н·м. Для спрощення задачі будемо вважати момент сил опору  $M_w$  постійним і рівним моменту механічних втрат.

Враховуючи рис. 4.9, 4.10 та значення  $M_{\kappa p}$  можна розрахувати значення сумарного моменту  $M_{\Sigma}$  зовнішніх сил (рис. 4.11). Таким чином, завдяки приведенню сил все основне навантаження, що прикладено до механізму, виявилось заміненим сумарним приведеним моментом  $M_{\Sigma}$ .

Знаючи значення сумарного приведеного моменту  $M_{\Sigma}$  та приведений момент інерції  $I_n$  можна скласти рівняння руху в енергетичній формі, рад/с [102]

$$\omega = \sqrt{\frac{2\int\limits_{\varphi_{nou}}^{\varphi} M(\varphi)d\varphi}{I_n} + \frac{I_n^{nou}}{I_n} \omega_{nou}^2}, \qquad (4.20)$$

де  $\varphi_{nov}$ ,  $I_n^{nov}$ ,  $\omega_{nov}$  — значення кута повороту колінчастого вала, приведеного моменту інерції та частоти обертання в початковий момент часу.



Рисунок 4.10 – Сила F<sub>3</sub> за цикл роботи



Рисунок 4.11 – Сумарний приведений момент  $M_{\Sigma}$  за цикл роботи

Для побудови графіка функції (4.20) необхідно врахувати приведений момент інерції *I<sub>n</sub>* ДВЗ, який визначається з виразу (2.47). Для двигуна МеМЗ-2457 зміна *I<sub>n</sub>* зображена на рис. 4.12, враховуючи масово-геометричні параметри КШМ двигуна.



Рисунок 4.12 – Зміна приведеного моменту інерції КШМ двигуна МеМЗ-2457 за оберт

Оскільки двигун MeM3-2457 має 4 циліндри, тому представимо вираз сумарного приведеного моменту  $M_{\Sigma}$  (рис. 4.13) для всіх циліндрів (4.13).



Рисунок 4.13 – Сумарний приведений момент *M*<sub>2</sub> 4-х циліндрового рядного двигуна за цикл роботи

Враховуючи рис. 4.11 та рис. 4.12, графік зміни частоти обертання ДВЗ (рис. 4.14).



Рисунок 4.14 – Нерівномірність ходу двигуна МеМЗ-2457 протягом оберту

На рис. 4.14 зображено два випадки визначення частоти обертання виходячи з приведеного моменту  $M_{\Sigma}$ : якщо вважати приведений момент інерції  $I_n$  постійним та змінним. Нерівномірність ходу в цьому випадку складає відповідно  $\delta$ =0,4% та  $\delta$ =0,2%. Тобто в цьому режимі роботи ДВЗ зміна приведеного моменту інерції покращує показники нерівномірності ходу колінчастого вала ДВЗ. Якщо порівняти форму кривої частоти обертання з найближчими по частоті обертання (3205,24 хв<sup>-1</sup>) експериментальними даними (див рис.4.4), то в цьому випадку нерівномірність ходу склала  $\delta$ =6,9% і, як видно з рис. 4.4 та 4.14, крива частоти обертання з врахуванням зміни приведеного моменту інерції по положенню максимумів та мінімумів (фази коливань) відповідає експериментальним даним.

Значні відмінності в значеннях нерівномірність ходу в теоретичній та експериментальних моделях, скоріш за все, пов'язані з впливом коливальних процесів, особливо враховуючи те, що резонансна частота власних коливань колінчастого вала складає близько 3400 хв<sup>-1</sup>.

## 4.2.1 Крутильні коливання колінчастого вала

На колінчастий вал діють постійно змінні періодичні навантаження. Внаслідок цього в ньому виникають змінні деформації кручення та згину, що збуджують у колінчастому валу, як і у будь-якій пружній системі з матеріальними масами, механічні коливання.

Відносні кутові коливання зосереджених на вала мас, що викликають закручування окремих ділянок вала, називаються крутильними коливаннями. Крім крутильних коливань, у колінчастому валу виникають поперечні коливання, які викликають відповідні деформації згину.

Звичайно розрахунки на крутильні коливання зводяться до визначення напруг у колінчастому валу при резонансі, тобто при збігу частот збуджуючої сили з однієї із частот власних коливань вала. Якщо виникає необхідність у зменшенні виникаючих напруг, то на колінчастий вал встановлюють демпфер. Для розрахунків на крутильні коливання дійсну складну коливну систему рухливих елементів КШМ двигуна, а іноді й трансмісії, заміняють спрощеною системою, що складається з одного або декількох циліндричних валів з насадженими на них дисками (зосередженими масами). При цьому необхідно, щоб основні динамічні властивості спрощеної розрахункової системи відповідали дійсній системі, тобто щоб при приведенні системи були б збережені відповідно моменти інерції мас і жорсткості елементів вала [1, 4, 66, 86]. Водяний та масляний насоси, механізм газорозподілу та вентилятор незначно впливають на крутильні коливання колінчастого вала, тому їх при розрахунках зазвичай не враховують.

Розрахунки колінчастого вала на крутильні коливання складається з наступних етапів [66]:

- •заміни реальної системи колінчастого вала, а іноді й трансмісії, спрощеною розрахунковою або еквівалентною системою;
- визначення частот і відносних амплітуд вільних коливань розрахункової системи при відсутності періодично змінних зовнішніх навантажень на вал;
- •гармонійного аналізу крутних моментів від сил газів і сил інерції, що діють на коліна вала, і оцінки моментів внутрішніх опорів двигуна;
- визначення резонансних режимів і амплітуд коливань мас розрахункової системи при резонансі;
- •визначення напруг і запасу міцності колінчастого вала з урахуванням крутильних коливань;
- •вишукування можливостей усунення або зменшення неприпустимо більших напруг, що виникають від коливань.

Враховуючи те, що визначення крутильних коливань в системі ДВЗ є досить громіздкою і не завжди визначеною задачею, а також те, що в роботі розглядаються КШМ з кількістю циліндрів до 4 включно (коливальні процеси не є настільки значущими внаслідок відносно малої довжини колінчастого

вала), будемо розглядати елементи КШМ, як тіла, що не деформуються, а крутильні коливання залишимо за рамками даного дослідження.

## 4.2.2 Аналіз впливу зміни приведеного моменту інерції кривошипношатунного механізму на сумарний момент поршневого двигуна MeM3-2457

Коефіцієнт нерівномірності ходу  $\delta$  характеризує лише зміну кутової швидкості від  $\omega_{min}$  до  $\omega_{max}$ , але не характеризує динаміки руху. Динамічні характеристики характеризуються величиною кутового прискорення  $\varepsilon$ . Порівняльну характеристику динамічних властивостей при усталеному русі можна охарактеризувати коефіцієнтом динамічності  $\chi$ , в якості якого беруть відношення екстремального значення (максимального) кутового прискорення  $\varepsilon$  до квадрата середнього значення кутової швидкості [9]

$$\chi = \frac{\varepsilon_{\max}}{\omega_{cp}^2} \,. \tag{4.21}$$

Проаналізувавши експериментальні дані роботи двигуна MeM3-2457 в режимах холостого ходу (табл. 4.1) можна визначити прискорення колінчастого вала протягом оберту у вигляді, рад/с<sup>2</sup>

$$\varepsilon = \theta_1 \sin \varphi + \theta_2 \cos \varphi + \theta_3 \sin 2\varphi + \theta_4 \cos 2\varphi.$$
(4.22)

Результати визначення похідних (4.22) від виразів табл. 4.1 внесемо в табл. 4.3 (рис. 4.1).

Враховуючи дані табл. 4.1–4.2 вираз (5.3), враховуючи зміну приведеного моменту інерції, можна переписати у вигляді, наприклад для режиму роботи без навантаження при середній частоті обертання колінчастого вала 566 хв<sup>-1</sup>

$$M_{\Sigma} = \begin{pmatrix} 8m_{n}R^{2}\sin \varphi \cos\varphi(1+\lambda^{2}\cos^{2}\varphi) - \\ 8\lambda^{2}\left(2m_{u}\left((L_{uu}-x_{L})\cdot\cos^{2}\varphi - L_{uu}\right)(L_{uu}-x_{L})\cos\varphi\sin\varphi + I_{uu}\cos\varphi\sin\varphi\right) - \\ 8\lambda^{2}m_{n}R^{2}\sin^{3}\varphi\cos\varphi \\ \\ \left[ 543.9 - 1.28\cos\varphi + 37.252\sin\varphi - 7.394\cos2\varphi - 3.213\sin2\varphi \right]^{2} / 2 + \\ \left( 4I_{k} + 4\lambda^{2}\left(m_{uu}\left((L_{uu}-x_{L})\cdot\cos^{2}\varphi - L_{uu}\right)^{2} + I_{uu}\cos^{2}\varphi\right) + 4m_{n}R^{2}\sin^{2}\varphi(1+\lambda^{2}\cos^{2}\varphi) \right) + \\ \\ \left[ 1.28\sin\varphi + 37.252\cos\varphi + 14.788\sin2\varphi - 6.426\cos2\varphi \right] \cdot \\ \\ \\ \left[ 543.9 - 1.28\cos\varphi + 37.252\sin\varphi - 7.394\cos2\varphi - 3.213\sin2\varphi \right] . \end{cases}$$

$$(4.23)$$

Таблиця 4.3 – Коефіцієнти θ<sub>i</sub> для та коефіцієнт динамічності для двигуна MeM3-2457 в режимах роботи без навантаження

Середня частота колінчастого вала, хв <sup>-1</sup>	$\theta_1$	θ2	$\theta_3$	$\theta_4$	χ
566	1,28	37,252	14,788	-6,426	0,722
1019	-2,8	10,4	4,66	-8,54	0,104
2161	1,79	0,754	-15,608	-1,26	0,072
3205	-3,9	0,992	-36,53	-12,496	0,103

Амплітудні значення кутового прискорення  $\varepsilon$  характеризують динамічні процеси, що відбуваються в двигуні. З підвищенням частоти обертання двигуна, внаслідок зменшення нерівномірності ходу двигуна  $\delta$ , амплітудні значення  $\varepsilon$  повинні зменшуватись. Але, як видно рис. 4.15, при збільшенні середньої частоти обертання до 1019 хв<sup>-1</sup>, амплітуда  $\varepsilon$  зменшується, потім стабілізується (при 2161 хв<sup>-1</sup>) і починає збільшуватись (при 3205 хв<sup>-1</sup>).

Скоріш за все, це пов'язано з наближенням резонансної частоти власних коливань колінчастого вала, що складає близько 3400 хв<sup>-1</sup>.

Зміна кінетичної енергії завжди пропорційна площі, яка обмежена кривою приведеного моменту  $M_{\Sigma}$  [9].

Для врахування впливу зміни приведеного моменту інерції  $I_n$ , порівняємо значення площ обмежених кривою приведеного моменту  $M_{\Sigma}$ .

З врахуванням зміни приведеного моменту інерції визначених згідно (4.23), та при умові *I<sub>n</sub>=const* згідно виразу

$$M_{\Sigma} = I_n \frac{d\omega}{d\varphi}.$$
 (4.24)



Рисунок 4.15 – Зміна прискорень колінчастого вала MeM3-2457 протягом оберту при різних частотах обертання без навантаження



Рисунок 4.16 – Зміна крутного моменту двигуна MeM3-2457 протягом оберту (середня частота обертання колінчастого вала 566 хв<sup>-1</sup>)



Рисунок 4.17 – Зміна крутного моменту двигуна МеМЗ-2457 протягом оберту (середня частота обертання колінчастого вала 1006 хв<sup>-1</sup>)



Рисунок 4.18 – Зміна крутного моменту двигуна МеМЗ-2457 протягом оберту (середня частота обертання колінчастого вала 2161 хв<sup>-1</sup>)



Рисунок 4.19 – Зміна крутного моменту двигуна MeM3-2457 протягом оберту (середня частота обертання колінчастого вала 3205 хв<sup>-1</sup>)

Внаслідок того, що навантаження, трансмісія, дорожні умови тощо, чинять суттєвий вплив на коливальні процеси, що протікають в ДВЗ, тому для аналізу впливу зміни приведеного моменту інерції розглянемо режими роботи без навантаження. Сумарний момент, що розвивається двигуном МеМЗ-2457 на усталеному режимі руху при різних частотах обертання згідно з (5.3) та експериментальними даними нерівномірності ходу (табл. 4.1, табл. 4.2) зображено на рис. 4.16 - 4.19. Для аналізу впливу зміни приведеного моменту інерції  $I_n$  на кінетичну енергію коливань відносно умови  $I_n = const$ , була визначення площа, що обмежена між кривими M при  $I_n = var$  та  $I_n = const$  (рис. 4.16-4.19) та розділена на випадок з умовою  $I_n = const.$  В результаті встановлено, що зміна приведеного моменту інерції І<sub>n</sub> збільшує кінетичну енергію коливань на усталеному режимі на 2,1% та 13,1% відповідно до рис. 4.16 та 4.17, та навпаки зменшує її на 23,3% та 13,7% відповідно до випадків рис. 4.18 та 4.19. Зменшення кінетичної енергії коливань скоріш за все відбувається за рахунок наростання коливальних процесів колінчастого вала на цих режимах та незбігу фаз цих коливань з законом зміни  $I_n$ .

## 4.3 Висновки до розділу 4

1. Розроблена регресійна модель нерівномірності ходу двигуна МеМЗ-2457 виду  $\beta_0 + \beta_1 \cos(x) + \beta_2 \sin(x) + \beta_3 \cos(2x) + \beta_4 \sin(2x)$ , на основі 200 послідовних циклів експериментальних даних та перевірена її адекватність при заданому рівні значущості  $\alpha$ =0,01.

2. Побудована аналітично-експериментальна модель нерівномірності ходу двигуна MeM3-2457 з врахуванням змінного приведеного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму δ=0,2% та при умові його постійності δ=0,4% при умові абсолютно жорсткого колінчастого вала.

3. Встановлено, що зміна приведеного моменту інерції  $I_n$  відносно випадку  $I_n = \text{const}$  суттєво змінює кінетичну енергію нерівномірності ходу за цикл, для MeM3-2457 максимально збільшує її на 13,1% та зменшує на 23,3% в залежності від режиму роботи.

#### **РОЗДІЛ 5**

# СУМАРНИЙ МОМЕНТ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА. ВПЛИВ МАХОВИКА ЗМІННОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ НА НЕРІВНОМІРНІСТЬ ХОДУ ТА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ FP10C

## 5.1 Спосіб експериментальної реєстрації сумарного моменту поршневого двигуна внутрішнього згоряння

Необхідність вимірювання сумарного моменту ДВЗ виникає при визначенні режимів та показників їх роботи, електронному керуванні, під час діагностування тощо. Для цього часу класично використовують різноманітні спеціалізовані стенди. Але також слід відзначити сучасні безстендові методики, які набувають більш широкого розповсюдження завдяки стрімкому розвитку мехатронних систем [30, 45, 69, 88].

Існуючі методи й засоби контролю динамічних параметрів ДВЗ недостатньо точні, неоперативні, трудомісткі, здійснюють перевірку на обмежених тестових режимах, [99]. Останнє зауваження дуже істотне, тому що залежно від режимів роботи ДВЗ нерівномірність циліндрової потужності може варіюватися, особливо у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням [30]. Тому закономірний інтерес дослідників щодо створення нових високоефективних методів і засобів, що дозволяють визначити динамічні параметри ДВЗ на будьяких режимах.

Зазначеним вимогам відповідає спосіб визначення сумарного моменту, заснований на аналізі зміни кутової швидкості колінчастого вала та приведеного моменту інерції КШМ додаток А.

Сутність способу полягає в наступному. У процесі роботи ДВЗ на усталеному режимі сумарний момент  $M_{\Sigma}$ , 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 щодо кута повороту колінчастого вала, тобто відхилення його миттєвого значення від середньої величини моменту опору  $M_w$ , що викликає періодичну зміну кутової частоти обертання колінчастого вала [97]. Розглянемо математичний опис запропонованого способу.

Рівняння руху ДВЗ можна виразити через сумарний момент  $M_{\Sigma}$  зовнішніх сил [9, 43, 81, 102, 104]

$$M_{\Sigma} = M_{w} - M_{w} = \frac{dT}{d\varphi}, \qquad (5.1)$$

де  $M_{\kappa p}$  – крутний момент рушійних сил, Н·м;  $M_w$  – момент сил опору, Н·м;

Т-кінетична енергія, Дж.

При обертанні навколо нерухомої осі

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{d}{d\varphi} \left( \frac{I(\varphi)\omega^2}{2} \right) = I(\varphi)\omega \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI(\varphi)}{d\varphi} = I(\varphi) \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI(\varphi)}{d\varphi}$$
(5.2)

де  $I(\phi)$  – приведений момент інерції КШМ ДВЗ, кг·м<sup>2</sup>;  $\omega$  – частота обертання, рад/с.

Враховуючи (5.2) вираз (5.1) можна записати у вигляді

$$M_{\Sigma} = I(\varphi)\omega \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI(\varphi)}{d\varphi}.$$
(5.3)

Тоді згідно з (5.3) можна визначити сумарний момент зовнішніх сил двигуна [18]. Для цього необхідно знати його приведений момент інерції, частоту обертання та кутове прискорення. В теорії розрахунків ДВЗ для спрощення вважають приведений момент інерції поршневого двигуна постійним [7–8, 20–21, 45, 47, 61]. В цьому випадку при постійній частоті обертання колінчастого вала ( $\varepsilon = 0$ ) сумарний момент зовнішніх сил дорівнює нулю, що звужує використання виразу. Але внаслідок нерівномірності крутного моменту у поршневого ДВЗ виникає нерівномірність частоти обертання колінчастого вала, яка характеризується коефіцієнтом нерівномірності хода ДВЗ  $\delta$ , чисельні значення якого в залежності від призначення двигуна та типу навантаження знаходяться в межах 0,01-0,045 [37, 64]. Таким чином, на будь-якому режимі роботи ДВЗ існують коливання крутного моменту та частоти обертання колінчастого вала, до того ж для поршневих ДВЗ характерна зміна приведеного до осі колінчастого вала моменту інерції всіх його рухомих мас від кута повороту його колінчастого вала [10].

Вираз (5.3) дозволяє визначати миттєві значення сумарного моменту на усталених та неусталених режимах роботи ДВЗ.

# 5.2 Маховик змінного моменту інерції для поршневого двигуна внутрішнього згоряння

Відомо, що на усталеному режимі роботи машини спостерігається нерівномірність ходу. Ці коливання та причини, що їх викликають, визначають, як так звану внутрішню віброактивність машини.

Для оцінки коливання швидкості на усталеному режимі руху використовується відносна величина, яку називають коефіцієнтом зміни середньої швидкості або коефіцієнтом нерівномірності ходу  $\delta$  [5, 6, 64].

Найбільш простим способом регулювання нерівномірності обертання – встановлення додаткової махової маси або маховика. Чим більше додаткова махова маса тим менше коефіцієнт нерівномірності ходу  $\delta$  рис. 5.1. Але застосування такого простого підходу призводить до зайвого збільшення маси

маховика, зниження швидкісних характеристик двигуна, погіршення умов пуску двигуна та інші.



Рисунок 5.1 – Частота обертання на усталеному режимі роботи машини з використанням маховика

Розглянемо деякі відомі конструкції маховиків змінного моменту інерції в контексті їх використання на ДВЗ.

Відомий маховик змінного моменту інерції [79], що містить порожню камеру у вигляді усіченого конуса. Ця камера заповнена робочим тілом, що намагнічується. На меншій основі конуса камери закріплений постійний магніт. При обертанні маховика робоче тіло під дією відцентрових сил, які перевищують магнітні, спрямовується до більшої основи камери, збільшуючи момент інерції пристрою. Отже така конструкція забезпечує гарні умови пуску двигуна, оскільки при обертанні колінчастого вала стартером його опір обертанню мінімальний. Якщо двигун запустився, то його частота обертання стрімко зростає і разом з цим збільшується момент інерції маховика. Недоліком такої конструкції є керування моментом інерції маховика тільки шляхом зміни швидкості його обертання, що звужує можливості зміни моменту інерції, обмежує швидкість зміни моменту інерції через неможливість регулювання сили притягання постійного магніту, яка послаблюється зі збільшенням відстані. Також не забезпечується висока точність зміни моменту інерції

внаслідок того, що управління моментом інерції відбувається лише шляхом уповільнення або розгону маховика.

Також відомий маховик змінного моменту інерції [78], що містить порожню камеру у вигляді системи співвісних усічених конусів, почергово змінно напрямних вершинами в сторону меншої або більшої основи камери. Як і в попередньому випадку, камера заповнена робочим тілом, що намагнічується. На основах порожньої камери закріплені перший та другий керуючі електромагніти змінного струму, які управляються блоком керування. В конструкцію введено датчик положення робочого тіла, що забезпечує блок керування інформацією про поточне значення моменту інерції маховика. Така конструкція дозволяє змінювати момент інерції не залежно від частоти обертання вала двигуна, але вона не може забезпечити достатньо швидку зміну моменту інерції маховика. Громіздкість конструкції при збільшенні діапазону зміни моменту інерції та неможливість зміни моменту інерції протягом оберту обмежує використання на ДВЗ.

Досить цікава конструкція маховика змінного моменту інерції для ДВЗ запропонована в [125]. Момент інерції змінюється за рахунок зміни положення важків, які закріплені на важелях, що жорстко приєднані до планетарних коліс. Планетарні колеса входять в зачеплення з сонячною шестернею, яка через електричну муфту з'єднана з колінчастим валом ДВЗ. Така конструкція дозволяє на холостому ходу максимально збільшити момент інерції, що значно зменшує нерівномірність частоти обертання, яка в такому режимі максимальна. При збільшенні частоти обертання ДВЗ, важки переміщуються ближче до осі обертання колінчастого вала і момент інерції зменшується. Внаслідок того, що важки можуть переміщуватись дуже близько до осі обертання, момент інерції маховика значно змінюється до свого мінімального значення. Це дозволяє ДВЗ швидко збільшувати оберти. При зменшенні частоти обертання процес повторюється в зворотній послідовності.

Така конструкція не враховує необхідність зміни моменту інерції маховика протягом оберту та ускладнює пуск двигуна, так як при низькій частоті обертання вала стартером момент інерції маховика є максимальним, що збільшує інерційні сили опору розганянню вала.

Для зміни моменту інерції за оберт колінчастого вала запропонована конструкція маховика, яка б максимально відповідала всім вимогам роботи ДВЗ (рис.5.2) [44, додаток Б].

Електрична муфта 40 складається з стаціонарного диску 41, з'єднаного болтами 38 з опорою 31 та рухомого диску 42 муфти, розташованого навпроти стаціонарного та виконаного з можливістю переміщення вздовж шліців 46.

Механізм 10 періодичної зміни моменту інерції містить нерухому порожню камеру 12 у вигляді прямого циліндра, в основі якого лежить еліпс. Центр еліпса може і не лежати на осі обертання вихідного вала 21 двигуна. В його буде цьому випадку положення характеризуватися величиною ексцентриситету є та кутом ф. В нерухомій порожній камері 12 розміщено одну або декілька куліс 13, що нерухомо з'єднані з вихідним валом 21 двигуна у перпендикулярній площині, причому на кулісі 13 встановлено повзун 11. Кількість куліс 13, їх взаємне розміщення, вага повзунів 11, параметри еліпса, що лежить в основі нерухомої камери 12, величина ексцентриситету є та кута ф підбираються індивідуально для відтворення заданого закону зміни моменту інерції. Для зменшення сил тертя повзун 11 може містити підшипники кочення.

При роботі двигуна 52 на холостому ходу тягарці 28 максимально віддалені від осі обертання, електрична муфта 40 ввімкнена, а, отже, сонячна шестерня 22, планетарні колеса 23, важелі 27 та тягарці 28 заблоковані від переміщень. При цьому момент інерції маховика є максимальним.

При прискоренні (сповільненні) двигуна 52 блок 51 керування вимикає струм на електромагнітній котушці 44, електрична муфта 40 вимикається і сонячна шестерня 22 починає обертатися, обертаючи планетарні колеса 23. Це відбувається внаслідок того, що при прискоренні (сповільненні) двигуна 52 частота обертання сонячної шестерні 22 більша (менша), ніж частота обертання планетарних коліс 23, що призводить до наближення (віддалення) важків 28 до осі обертання вихідного вала 21 двигуна. При подачі сигналу вимикання двигуна 52 блок 51 керування вимикає електричну муфту 40. За рахунок обертання сонячної шестерні 22 та планетарних коліс 23 тягарці 28 через важелі 27 переміщуються в найближче до осі обертання положення. Далі вмикається електрична муфта 40 і лише після цього вимикається двигун 52. Це забезпечує мінімальний опір маховика при запуску двигуна.



Рисунок 5.2 – Загальний вигляд маховика змінного моменту інерції

На всіх режимах роботи двигуна 52 при обертанні вихідного вала 21 з ним обертається і куліса 13 разом з повзуном 11. Під дією відцентрових сил повзун 11 переміщається вздовж куліси 13, поки не почне дотикатися до стінок нерухомого циліндра 12. При обертанні куліси 13 повзун 11 рухається по ній, постійно контактуючи з поверхнею нерухомого циліндра 12. При цьому за рахунок зміни положення повзуна 11, в залежності від кута повороту куліси 13, момент інерції пристрою змінюється протягом оберту на всіх режимах роботи двигуна.

## 5.3 Маховик змінного моменту інерції для двигуна FP10C

Для проведення експериментальних досліджень було обрано одноциліндровий чотиритактний двигун FP10C. Основні характеристики якого наведено в табл. 5.1.

Для визначення приведеного моменту інерції КШМ скористаємось виразом (2.25). Двигун FP10C має наступні масово-геометричні параметри:  $I_k =$ 7,957×10<sup>5</sup> кг·мм<sup>2</sup>;  $\lambda = 0,2947$ ;  $m_u = 21,542$  кг/мм<sup>2</sup>;  $L_u = 47,5$  мм;  $x_L = 30,21$  мм;  $I_u = 9,458 \times 10^3$  кг·мм<sup>2</sup>; R = 14 мм. Згідно з виразом 2.25 побудуємо закон зміни приведеного моменту інерції для цього двигуна (рис. 5.3).

Таблиця 5.1 – Основні технічні характеристика двигуна FP10C

Параметр	Одиниця виміру	Значення
Потужність	кВт	1,8
Діаметр циліндра	ММ	38,8
Хід поршня	ММ	28
Загальний об'єм двигуна	см <sup>3</sup>	31
Розташування клапанів		верхньоклапанний



Рисунок 5.3 – Зміна приведеного моменту інерції КШМ двигуна FP10C

Коефіцієнт зміни приведеного моменту інерції для ДВЗ FP10C становить  $\delta_1 = 0,015$ . Для того, щоб знівелювати зміну приведеного моменту інерції FP10C необхідно підібрати функцію в протифазі, кг·м<sup>2</sup>

$$I_{n}^{inv} = \lambda^{2} \Biggl[ m_{u} \Biggl( \frac{(L_{u} - x_{L})^{2} (2\sin^{2} \varphi - \sin^{4} \varphi)}{-2 \cdot L_{u} (L_{u} - x_{L}) \sin^{2} \varphi + L_{u}^{2}} \Biggr) + I_{u} \sin^{2} \varphi \Biggr] + m_{n} R^{2} \Biggl[ \cos^{2} \varphi + \frac{\lambda^{2}}{4} \cos^{2} 2\varphi - 2\lambda \cos \varphi \Biggr] .$$

$$(5.4)$$

$$+ 2\lambda \cos^{3} \varphi$$

Для відтворення закону (5.4) в механічній конструкції було спроектовано спрощений маховик, аналогічний за конструкцією описаному в пункті 5.2. Враховуючи теорему Штейнера, визначено відстань від осі обертання до центра мас повзуна маховика змінного моменту інерції, з центральним моментом інерції  $I^{e}_{nog}$ , *мм* 

$$r_{no6}^{c} = \sqrt{\frac{I_{n}^{inv} - I_{no6}^{c}}{m_{no6}}},$$
 (5.5)

де: *m*<sub>пов</sub> – маса повзуна, г.



Рисунок 5.4 – Відстань від осі обертання до центра мас повзуна маховика змінного моменту інерції двигуна FP10C

Функцію (5.5) зображено на рис. 5.4. Враховуючи особливості конструкції двигуна FP10C, створено конструкцію маховика, яка зображена на рис. 5.5. Даний маховик складається з осі повзуна 1, повзуна 2 та корпусу 3.



Рисунок 5.5 – Маховик змінного моменту інерції для двигуна FP10C: 1 вісь повзуна; 2 - повзун; 3 - корпус

5.4 Експериментальне дослідження впливу маховика змінного моменту інерції на нерівномірність ходу та паливну економічність двигуна FP10C.

## 5.4.1 Програма випробувань

Для максимального зменшення впливу маховика змінного приведеного моменту інерції на конструкцію двигуна FP10C, було виготовлено додатковий еквівалентний маховик постійного приведеного моменту інерції (рис.5.6, а)), який було обрано, як середнє значення моменту інерції за оберт маховика змінного моменту інерції (рис.5.6, б)). Цей еквівалентний маховик постійного моменту інерції було встановлено у передній частині колінчастого вала. Метою експериментальних досліджень було порівняти нерівномірність ходу та витрату

палива двигуна з встановленим еквівалентним маховиком постійного (див. puc.5.6, a)) та змінного (див. puc.5.6, б)) моменту інерції.

Дослідження проводилось, з вказаними маховиками, на наступних режимах [72]:

холостого ходу;

– повного навантаження;

– змішаного навантаження (5 с. холостий хід, потім 5 с. режим повного навантаження).

## 5.4.1.1 Прилади та обладнання для проведення вимірювань

Загальний вигляд ПАК, що розроблено для дослідження роботи двигуна FP10C з маховиком змінного моменту інерції див. рис. 5.6.

Для визначення частоти обертання колінчастого вала використано датчик Холла SS415 фірми «Honeywell» (табл. 3.7) та встановлено в картер масляного насосу металевий зубчастий диск (рис. 5.7 а). Зубчастий диск має 36 зубців, що є достатнім для дослідження нерівномірності ходу колінчастого вала.

Для забезпечення повторюваності результатів вимірювання керування дросельною засувкою здійснювалось сервоприводом MG996R (рис.5.7 б) фірми «Tower Pro» (табл. 5.2).

Для обробки отриманих від датчика Холла даних та керування сервоприводом MG996R було створено ПАК, на базі MK ATmega16 фірми Atmel.

Оброблені дані передаються МК на комп'ютер в реальному часі. Для реєстрації, обробки та збереження інформації було створено комп'ютерну програму "Moros\_SW\_20130603\_v2". Програма дозволяє прочитати дані, які передав МК з необхідною швидкістю передачі та визначеною довжиною пакету даних з СОМ порта комп'ютера. Також дана програма дозволяє візуалізувати отримані дані. Більш детально її можливості описано в [73].



Рисунок 5.6 – ПАК для аналізу впливу маховика змінного моменту інерції на витрату палива двигуна FP10C

Для забезпечення достатньої точності вимірювання інтервалів часу в даному ПАК було використано кварцовий резонатор на 24,576 МГц, який забезпечив максимальне значення похибки дискретизації на рівні 0,013% при частоті обертання колінчастого вала двигуна 5600 хв<sup>-1</sup>.

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.5.8).


Рисунок 5.7 – а) датчик Холла з зубчастим диском, б) сервопривід MG996R, що підключений до дросельної засувки



Рисунок 5.8 – Визначення маси палива (г), що витрачається двигуном FP10C за допомогою ваг AXIS AD-1000

# 5.4.2 Визначення обсягу випробувань

Враховуючи дані наведені в розділі 3.2.1.1 для проведення експериментальних досліджень обсяг вибірки буде складати 240 послідовних циклів роботи.

Параметр	Одиниця виміру	Значення			
Датчик Холла SS415					
Номінальний струм	мА	10			
Температурний діапазон	°C	-40+125			
Максимальна напруга живлення	В	30			
Мінімальна напруга живлення	В	3,8			
Сервопривід MG996R					
Габаритні розміри	ММ	23×12,2×29			
Крутний момент вихідного вала	кг×см	2,0			
Швидкодія	c/60°	0,11			
Робоча напруга	В	4,8			
Вага	Г	13,6			

Таблиця 5.2 – Характеристики електронних компонентів

# 5.4.3 Результати досліджень нерівномірності ходу та паливної економічності двигуна FP10C

Експериментальні дані та регресійна модель нерівномірності частоти колінчастого вала з маховиком постійного приведеного моменту інерції в режимі холостого ходу (середня частота обертання 2272 хв<sup>-1</sup>,  $\delta =1,14\%$ ) та повного навантаження (середня частота обертання 5077 хв<sup>-1</sup>,  $\delta =0,35\%$ ) зображено на рис.5.9–5.10 [122].

Експериментальні дані та регресійна модель нерівномірності частоти колінчастого вала з маховиком змінного приведеного моменту інерції в режимі холостого ходу (середня частота обертання 2891 хв<sup>-1</sup>,  $\delta = 0,74\%$ ) та повного навантаження (середня частота обертання 5077 хв<sup>-1</sup>,  $\delta = 0,35\%$ ) зображено на рис. 5.11–5.12.



Рисунок 5.9 – Експериментальні дані та регресійна модель нерівномірності частоти колінчастого вала з маховиком постійного приведеного моменту інерції, в режимі холостого ходу (середня частота обертання 2272 хв<sup>-1</sup>, δ =1,14%)



Рисунок 5.10 – Експериментальні дані та регресійна модель нерівномірності частоти з маховиком постійного приведеного моменту інерції в режимі повного навантаження (середня частота обертання 5288 хв<sup>-1</sup>,  $\delta$  =0,56%)



Рисунок 5.11 – Експериментальні дані та регресійна модель нерівномірності частоти колінчастого вала з маховиком змінного приведеного моменту інерції, в режимі холостого ходу (середня частота обертання 2891 хв<sup>-1</sup>, δ =0,74%)



Рисунок 5.12 – Експериментальні дані та регресійна модель нерівномірності частоти колінчастого вала з маховиком змінного приведеного моменту інерції, в режимі холостого ходу (середня частота обертання 5077 хв<sup>-1</sup>, δ=0,35%)

Експериментальні дослідження витрати палива проводились на всіх вищезгаданих режимах по три рази, кожен з яких тривав 5 хв.

	Режим роботи ДВЗ			
Показник роботи ДВЗ		Холос- того ходу	Повного навантаження	Змішаний (5с. холостий хід, потім 5 с. повного навантаження)
Нерівномірність	3 маховиком постійного приведеного моменту інерції δ <sub>const</sub> , %	1,14	0,56	_
ходу двигуна	З маховиком змінного приведеного моменту інерції $\delta_{var}$ , %	0,74	0,35	_
Відносне зменшення нерівномірності ходу	$100\% - \frac{\delta_{\text{var}}}{\delta_{const}} \times 100\%$	35,1	37,5	_
Витрата палива за 5	З маховиком постійного приведеного моменту інерції G <sub>const</sub> , г/год.	263,6	695,7	472,5
ХВ., Γ	З маховиком змінного приведеного моменту інерції G <sub>var</sub> , г/год.	238,4	651,3	437,2
Відносне зменшення витрати палива	$100\% - \frac{G_{\text{var}}}{G_{const}} \times 100\%$	9,6	6,4	7,5

Таблиця 5.3 – Результати експериментального дослідження витрати палива двигуном FP10C та його нерівномірності ходу

Середні арифметичні значення масової витрати палива, та коефіцієнтів ходу для всіх режимів наведено в таблиці 5.3.

Аналізуючи дані табл.5.3. можна зробити висновок про те, що маховик змінного приведеного моменту інерції дозволяє суттєво зменшити нерівномірність ходу ДВЗ та покращити його паливну економічність.

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

# 5.4.4 Аналіз впливу зміни приведеного моменту інерції кривошипношатунного механізму на сумарний момент поршневого двигуна FP10C

Таблиця 5.4 – Результати розрахунків коефіцієнтів регресійної моделі частоти обертання двигуна FP10C

	Середня частота колінчастого вала /8	β <sub>0</sub>	$\beta_1$	$\beta_2$	β <sub>3</sub>	$\beta_4$
Режим повного навантаження						
3 маховиком змінного приведеного моменту інерції	5077 хв <sup>-1</sup> /0,35%	5077.108	-0.081	3.681	0.284	1.128
З маховиком постійного приведеного моменту інерції	5288 хв <sup>-1</sup> / 0,56%	5287.382	0.407	-4.135	0.543	-2.386
Режими холостого ходу						
З маховиком змінного приведеного моменту інерції	2891 хв <sup>-1</sup> /0,74%	2890.028	4.696	1.269	-0.46	0.63
З маховиком постійного приведеного моменту інерції	2272.38 хв <sup>-1</sup> / 1.14 %	2272.38	3.679	-2.825	-0.151	-1.196

Для проведення аналізу використаємо метод найменших квадратів [92]. Розглянемо побудову лінійної по параметрам регресивної моделі аналогічно описаному в розділі 4.1. В якості функції було також взято перші 5 елементів ряду Фур'є  $\beta_0 + \beta_1 \cos(x) + \beta_2 \sin(x) + \beta_3 \cos(2x) + \beta_4 \sin(2x)$ . Лінійні параметри моделі  $\beta_n$ , n=1...5 було визначено використавши вираз 4.6 в середовищі MathCAD для кожного експериментального значення частоти обертання. Результати розрахунків занесемо в табл. 5.4. Графічно вони зображені на рис. 5.9–5.12.

Визначимо прискорення колінчастого вала протягом оберту у вигляді аналогічному до виразу (4.31). Результати диференціювання виразів табл. 5.4 внесемо в табл. 5.5. Також визначимо коефіцієнт динамічності  $\chi$ , що характеризує динамічні властивості при усталеному русі, згідно виразу (4.31), та внесемо його до табл. 5.5.

	$\theta_1$	$\theta_2$	$\theta_3$	$\theta_4$	χ
Режим повного навантаження					
З маховиком змінного приведеного	0.081	3.681	-0.568	2.256	2.32×10 <sup>-7</sup>
моменту інерції					
З маховиком постійного	-0.407	-4.135	-1.086	-4.772	1.92×10 <sup>-7</sup>
приведеного моменту інерції					
Режими холостого ходу					
З маховиком змінного приведеного моменту інерції	-4.696	1.269	0.92	1.26	4.33×10 <sup>-7</sup>
3 маховиком постійного приведеного моменту інерції	-3.679	-2.825	0.302	-2.392	1.26×10 <sup>-6</sup>

Таблиця 5.5 – Коефіцієнти  $\theta_i$  для та коефіцієнт динамічності для двигуна FP10C



постійного та змінного моменту інерції (рис.5.13–5.14).



Зміна кінетичної енергії завжди пропорційна площі, яка обмежена кривою приведеного моменту  $M_{\Sigma}$  [9]. Для врахування впливу маховика змінного моменту інерції  $I_n$ , порівняємо значення площ обмежених кривими приведеного моменту  $M_{\Sigma}$  визначених для випадку використання маховика змінного моменту інерції, та при умові використання маховика постійного моменту інерції. Це дасть можливість оцінити вплив маховика змінного моменту інерції на кінетичну енергію коливальних процесів колінчастого вала.

Для аналізу впливу маховика змінного приведеного моменту інерції на кінетичну енергію коливань колінчастого вала відносно умови використання маховика постійного приведеного моменту інерції, були визначенні відповідні площі, що обмежена кривими  $M_{\Sigma}$  (рис. 5.13–5.14). 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.



Рисунок 5.14 – Графіки зміни моменту  $M_{\Sigma}$  двигуна FP10C протягом оберту з маховиками постійного та змінного моментів інерції в режимі повного навантаження

Коливальні процеси, що мають місце в ДВЗ призводять до підвищення рівнів напруг в окремих деталях та втрат енергії. Більш детально ці питання розглянуті в розділі 1.4. Втрата енергії відбувається в з'єднаннях деталей (сухе тертя), самому матеріалі (внутрішнє тертя) і характеризується гістерезисом. Нажаль, всі фактори, що впливають на демпфування зазвичай невідомі, тому розглядають середню потужність втрат (1.20), яка розрахована за умови лінійного наближення. Це дає можливість оцінити втрати енергії при коливальних процесах. Наскільки вони можуть бути впливовими на експлуатаційні параметри необхідно детально вивчати в кожному конкретному випадку. Наприклад, в роботі [68], було досліджено різні способи регулювання дизелів і їх вплив на паливну економічність. В результаті використання гранично-всережимного регулятора дозволило знизити витрату палива на 6-25% порівняно з всережимним.

Для зменшення рівнів напруг в окремих деталях часто використовують гасії коливань, які розсіюють енергію. Або використовують спеціальні двомасові маховики, які значно зменшують коливальні процеси, що передаються в трансмісію. Але останні, досить слабо впливають на коливальні процеси, що відбуваються в самому двигуні. Використання маховиків змінного приведеного моменту інерції дозволяє значно зменшити коливальні процеси в двигуні і їх використання разом з гасіями коливань або двомасовими маховиками дозволять підвищити ефективність використання останніх.

## 5.5 Кривошипно-кулісний механізм з повним обертом куліси

Крім різноманітних гасіїв коливань також існують пристрої, що змінювати передавальне відношення протягом оберту [29, 42].

Конструкція, що базується на кривошипно-кулісному механізмі з повним обертом куліси є більш простою, тому розглянемо її детальніше (рис. 5.15).



Рисунок 5.15 – Кривошипно-кулісний механізм з повним обертом куліси [29]

Умовою роботи кривошипно-кулісного механізму з повним обертом куліси є співвідношення r > e (див. рис. 5.15). Позначимо відношення m = e/r.

В цьому випадку можна записати

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{1 - m \cdot \cos \omega_1 t}{1 + m^2 - 2m \cos \omega_1 t};$$

$$\varepsilon_2 = \omega_1^2 \frac{m(m^2 - 1) \cdot \sin \omega_1 t}{\left(1 + m^2 - 2m \cos \omega_1 t\right)^2} .$$
(5.6)

З виразу (5.6) видно, що частота обертання  $\omega_2$  мінімальна при  $\omega_1 t = 0 + 2\pi n$ , а максимальна при  $\omega_1 t = \pi + 2\pi n$ 

$$\omega_{2}^{\max} = \omega_{1} \frac{1-m}{1+m^{2}-2m} = \omega_{1} \frac{1-m}{(1-m)^{2}} = \omega_{1} \frac{1}{1-m};$$

$$\omega_{2}^{\min} = \omega_{1} \frac{1+m}{1+m^{2}+2m} = \omega_{1} \frac{1+m}{(1+m)^{2}} = \omega_{1} \frac{1}{1+m}.$$
(5.7)

Отже відношення  $\omega_2^{max}/\omega_2^{min}=1+m/(m-1)$ , що характеризує амплітудні значення, змінюється в досить широкому діапазоні значень (рис.5.16).



Рисунок 5.16 – Відношення  $\omega_2^{max}/\omega_2^{min}$ 

#### 5.6 Висновки до розділу 5

1. Створено програмно-апаратний комплекс на базі мікроконтролера АТтеga16, що дозволяє проводити експериментальні дослідження нерівномірності ходу двигуна внутрішнього згоряння та витрати палива двигуном FP10C з максимальними відносною похибкою дискретизації інтервалів часу при максимальній частоті обертання 0,013 %, та з абсолютною похибкою вимірювання витрати палива 0,01 г.

2. Запропоновано спосіб експериментальної реєстрації сумарного моменту поршневого двигуна внутрішнього згоряння, враховуючи зміну його приведеного 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].

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

4. Для зменшення діапазону нерівномірності ходу двигуна запропоновано використати керований механізм зі змінним передаточним відношенням, наприклад, кривошипно-кулісний механізм з повним обертом куліси.

5. Використання розробленого маховика змінного моменту інерції на двигуні FP10C у порівнянні з використанням маховика постійного моменту інерції дозволяє знизити нерівномірність ходу його колінчастого вала на 35,1%, в режимі холостого ходу та на 37,5% в режимі повного навантаження.

6. Витрата палива двигуном FP10C з розробленим маховиком змінного приведеного моменту інерції знизалась на 9,6% в режимі холостого ходу, на 6,4% в режимі повного навантаження та на 7,5% в змішаному режимі роботи.

7. Завдяки використанню маховика змінного моменту інерції на двигуні FP10C, енергія, що приймає участь в коливальних процесах колінчастого вала, була зменшена в 2,24 рази в режимі холостого ходу, та в 10,83 рази в режимі повного навантаження.

#### ВИСНОВКИ

Робота присвячена вирішенню проблеми зменшення нерівномірності ходу двигуна внутрішнього згоряння шляхом удосконалення конструкції його маховика. Були встановлені закономірності зміни приведеного 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 приведеного 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 приведеного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння в залежності від його масово-геометричних параметрів.

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

3. Рекомендовано для мінімізації зміни приведеного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму протягом одного оберту необхідно приймати максимально можливі значення: діаметра поршня  $D_n$ , кінематичного параметру  $\lambda$ , висоти нижньої кришки шатуна  $h_1$  та діаметра шатунної шийки колінчастого вала  $d_u$ , довжини кривошипної головки  $l_\kappa$ , ширини щоки b, діаметра корінної шийки  $d_\kappa$ , зовнішнього діаметра головки шатуна  $d_c$  та внутрішнього діаметра поршневої головки  $d_n$ ; та мінімально можливі значення: радіуса кривошипа R, площі перерізу стержня шатуна (параметри  $h_{u}$ ,  $h_{u.min}$ ,  $b_{u}$ ,  $a_{uv}$ ,  $t_u$ ), питомої маси поршневої  $m_n$ .

4. Обгрунтована необхідність врахування зміни приведеного моменту інерції та положення центра мас кривошипно-шатунного механізму для

двигунів внутрішнього згоряння 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 згоряння, враховуючи зміну його приведеного 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 згоряння [Патент України № 94321 С2 від 26.04.2011р., Бюл. № 8].

7. На основі експериментальних досліджень визначено коефіцієнт нерівномірності ходу двигуна  $\delta$  MeM3-2457 в режимах холостого ходу:  $n_{cep}=566,41 \text{ xB}^{-1}$ ,  $\delta=0,236$ ,  $n_{cep}=1019,2 \text{ xB}^{-1}$ ,  $\delta=0,143$ ,  $n_{cep}=2161,82 \text{ xB}^{-1}$ ,  $\delta=0,0815$ ,  $n_{cep}=3205,24 \text{ xB}^{-1}$ ,  $\delta=0,08$ ; та режимах повного навантаження:  $n_{cep}=2270,62 \text{ xB}^{-1}$ ,  $\delta=0,098$ ,  $n_{cep}=2735,35 \text{ xB}^{-1}$ ,  $\delta=0,12$ .

8. Експериментально підтверджено, що використання розробленого маховика змінного приведеного 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 приведеного 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 ПІІ ТОВ «Даніко», а також впроваджено у навчальний процес кафедри автомобілів та транспортних технологій Житомирського державного технологічного університету при підготовці фахівців напряму «Автомобільний транспорт».

#### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

Авиационные двигатели. Конструкция и расчет деталей / [А.Е. Заикин,
 В.Г. Гаршин, А.Е. Воронцов, Я.С. Адрианов, С.И. Богомолов, Г.Д. Воликов,
 М.И. Данилов]; под ред. А.Е. Заикина. – М.: Государственное издательство оборонной промышленности, 1941 – 615с.

2. Автомобили ВАЗ. Карбюраторы и топливные насосы / [Прохоров Б.В., Чванов А.И., Костенков В.Л., Самигулин Е.Р., Брандт А.А.]. –1989. – 92 с.

3. Автомобильные двигатели / [В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов, Ю.А. Степанов, В.И.Трусов, М.С. Ховах]; под. ред. М.С. Ховаха. – М., «Машиностроение», 1977.

4. Автомобильные и тракторные двигатели. Теория, системы питания, конструкции и расчет / [И.М. Ленин, К.Г. Попык, О.М. Малашкин, И.Я. Райков, Г.И. Самоль, К.И. Сидорин]; под. ред. И.М. Ленина. – М.:Высшая школа, 1969 – 656с. ил. – Бібліогр.: с. 650.

5. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навч. посібник / В.П.Сахно, Г.Б. Безбородова, М.М. Маяк, С.М. Шарай. – К: Вво "КВІЦ", 2004. – 174 сторінки. Іл. 15. Табл.19. Бібліограф. 30. Назв. 30 ISBN 966-7192-55-5

6. Автомобільні двигуни: підручник / [Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І.]. – [3-тє видання]. – К.: Арістей, 2007.–476с.

7. Александров Е.Е. Динамический синтез нелинейных моделей машинных агрегатов с ДВС / Е.Е. Александров, В.М. Шатохин, Є.В. Гущенко // Двигатели внутреннего сгорания.– 2004. – № 5. – С. 100-104.

8. Алексеев В.П., Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей: учебник [для студентов вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»] / В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с: ил.

Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин [учеб. для втузов, 4-е изд., перераб. и доп.] / И. И. Артоболевский. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. — 640 с.

Басалыгин Г.М. Моделирование динамики кривошипно-шатунного механизма как упруго-инерционной системы с одной степенью свободы / Г.М. Басалыгин // Двигателестроение Л.: Машиностроение. – 1990. – № 9. – С. 16 – 19.

Бидерман В. Л. Теория механических колебаний / В. Л. Бидерман. – М.:
 Высш. шк., 1980. – 408 с.

12. Богаенко И.Н., Некоторые вопросы измерения усилия резания в самонастраивающихся системах управления станками./ Богаенко И.Н., Москвич Є.В., Рыбальченко Ю.И. В сб. «Разработка и применение систем числового программного управления металлорежущими станками». – Киев. «Техника», 1973.

Борисенко А.Н. Анализ работы ДВС по флуктуации частоты вращения коленчатого вала / А. Н. Борисенко, Е. Г Заславский, А. Ф. Еникеев, Г. Я. Нсвяжский, В. И. Соболь // Двигателестроение. – Л.: Машиностроение. – 1988. – № 8. – С. 22 – 25.

14. Борисенко A.H. Определение информативных параметров И диагностических признаков и формирование обучающих совокупностей при оценке технического состояния дизель-генераторов / А.Н. Борисенко, С.А. Литвиненко, П.С. Обод, Е.В. Халанская, А.В. Гусельников // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автоматика та приладобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2008. – №57. – С. 16-22.

15. 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.

16. Быков К.П. Автомобили «Таврия», «Славута» ЗАЗ-1102, ЗАЗ-1103, ЗАЗ-1105 и их модификации. Устройство, эксплуатация, ремонт: пособие по ремонту / [Быков К.П., Шленчик Т.А.]; под ред. Т.А. Шленчак. – ПКФ «Ранок». – 2006. – 256с.:ил.

17. Васильев В.А. Снижение потерь энергии в гибридном приводе автомобиля за счет уменьшения влияния пульсационной составляющей крутящего момента ДВС и применения рациональной схемы : дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.03 "Колесные и гусеничные машины"/ Васильев Владимир Андреевич; Ижевский государственный технический университет. – Ижевск, 2007. – 166 с. Бібліогр.: с. 131–144.

18. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В.Л. Вейц, А.Е Кочура. – Л.: Машиностроение, 1978. – 352 с.

19. Волькенштейн В.С.. Сборник задач по общему курсу физики / В.С. Волькенштейн (7-е изд., стереотипное). – М.:Наука, 1969. –464с.

20. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике / М.Я. Выгодский М.
 – 1977 г. – 872 с. с илл.

21. Гирявец А. К. Теория управления автомобильным бензиновым двигателем / А. К. Гирявец. – М. Стройиздат, 1997. – 161 с.

22. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей / Н.Я. Говорущенко. – Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те. – 1984. – 312 с.
23. Гоц, А. Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие / А. Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005. – 124 с.

24. Грабар І.Г. Вплив масово геометричних параметрів кривошипношатунного механізма 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.

25. Грабар І.Г. Електронний паспорт руху транспортного засобу / І.Г. Грабар,
В.М. Іванченко, Д.Л. Калінкін, О.П. Кухарчук // Вісник ЖДТУ. – 2010. – вип. ІІ
(53): в 2 т. Т. 2. – С. 30-36.

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

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

 Срабар І.Г. Програмно-апаратний комплекс для аналізу роботи двигуна MeM3-2457 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.

29. Грабар І.Г. Термоактиваційний аналіз руйнування/ Грабар І.Г.; Наукова монографія . – Житомир: ЖІТІ, 2002. – 312с. – Бібліогр.: с.265 - 305. – ISBN 996-683-032-9.

30. Гребенников А. С. Диагностирование автотракторных двигателей по внутрицикловым изменениям угловой скорости коленчатого вала :способы, средства, технологи: дис. на здобуття наук. ступеня док. техн. наук : спец. 05.20.03 "Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве" / Гребенников Александр Сергеевич; Саратовский государственный технический университет. – Саратов, 2002. – 292 с. : іл. – Бібліогр.: с. 238–275.

Григорьев Е.А. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма двигателя: учебное пособие / Е.А. Григорьев; Волгорад. гос. техн. ун-т. – Волгоград, 2004. – 105 с.

Удков А.В. Снижение нагрузок в трансмиссии автомобиля, вызываемых крутильными колебаниями : дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.03 "Автомобили и тракторы" / Гудков Александр Васильевич; Горьковский с/х институт. – Горький, 1984. – 201 с. : іл. – Бібліогр.: с. 158–174.
 Двигатели внутреннего сгорания конструкции и расчет / [А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, Н.И. Костыгов, С.Е. Лебедев]; под ред. А.С. Орлина. (т. 2.). – М. МАШГИЗ, 1955 – 535 с.

34. Двигатели внутреннего сгорания поршневе: обозначение и нумерация цилиндров: ГОСТ 23550-79. –[действующий от 5.04.1979]. – М.: ИПК Издательство стандартов 1979. – 6 с.

35. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. / [В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и. др.]; Под. ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 3-е изд. перераб. Кн.2: Динамика и конструирование: учебник для вузов – М. Высш. шк., 2007 – 400с.: ил.

36. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей: учебник для студентов втузов [обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»] / [Вырубов Д.Н., Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др.]; Под ред. Орлина А.С., Круглова М.Г. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984.–384с., ил.

37. Дизели: справочник [Б.П. Байков, С.М. Баранов, В.А. Ваншейдт и др.]. –
Л.: Машиностроение, 1964. – 600 с., ил.

38. Долгов К.О. Улучшение уравновешенности, массогабаритных показателей и характеристик колебаний поршневого двигателя на основе совершенствования его компоновочной схемы: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.04.02 "Тепловые двигатели" / Долгов Киррил Олегович; Волгоградский государственный технический университет. – Волгоград, 2006. – 185 с. : іл. – Бібліогр.: с. 167–180.

39. Ершов В.И. О крутильных колебаниях коленчатых валов / В.И. Ершов,
3.Г. Ершова // Двигателестроение. – 2004. – №2. – С.104-105.

40. Захарченко О.М. Покращення паливної економічності та екологічних показників автомобілів раціональним використанням бензинів з добавками біоеталону: дис. канд. техн. наук / О.М. Захарченко – Київ, 2008.

41. Зейнетдинов Р.А. Проектирование автотракторных двигателей: учебное пособие / Р.А. Зейнетдинов, И.Ф. Дьяков, С.В. Ярыгин. –Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 168с. – ISBN 5-89146-000-0

42. Зубчатая передача с переменным передаточным отношением: патент РФ № 2079749, МПК F16H3/42. / Вихров И. С.. – № 94026833/28; Заявл. 18.07.1994; Опубл. 20.05.1997.

43. Игнатищев Р.М. Курс теоретической механики. Введение, статика, кинематика, динамика: учебное пособие / Р.М. Игнатищев, П.Н. Громыко, С.Н. Хатетовский. - Мн: УП «Технопринт», 2004.- 361 с. ISBN 985-464-515-0

44. Ильченко 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

45. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя / [Стечкин Б.С., К.И. Генкин, В.С. Золотаревский, И.В. Скородинский ]. – М.: Изд-во академии наук СССР. –200 с. 46. Исследования и изобретательство в машиностроении/ [М.Ф. Пашкевич, А.А. Жолобов, Ж.А. Мрочек, Л.М Кожуро, В.М. Пашкевич]; Под общ. Ред. М.Ф.Пашкевича. – Мн.: Адукацыя і выхаванне, 2005. - 287 с.: ил. – (Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов).

47. Истомин П. А. Крутильные колебания в судовых двигателях внутреннего сгорания / П. А. Истомин. – Л.: Судостроение, 1968. – 302 с.

48. Іващенко І.І. Врахування крутильних коливань при оцінці нерівномірності обертання валу двигуна / І.І. Іващенко, О. Г. Приймаков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С.105-109.

49. Ільченко А.В. Вплив масово-геометричних параметрів кривошипношатунного 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.

50. Ільченко А.В. Вплив зміни приведеного моменту інерції кривошипношатунного механізму на сумарний момент двигуна / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник НТУ. Науково-технічний збірник. – Київ: НТУ. – 2012. – № 25. – С. 135-137. 51. Ільченко А.В. Експериментальне дослідження зміни момента інерції кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. – 2008р. – №3 (46). – С. 63-67.

52. 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.

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

54. 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.

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

56. 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.

57. Ільченко А.В. Зміна приведеного моменту інерції в крутильноколивальній системі двигуна / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. – 2012р. – №3 (62), – С. 59-62.

58. Ільченко А.В. Моделювання крутильних коливань кривошипношатунного механізму з врахуванням зміни його приведеного моменту інерції/ А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія «Машиноприладобудування та транспорт». – Севастополь: СевНТУ. – 2012. – № 134. – С. 227-229. 59. Ільченко А.В. Приведений момент інерції кривошипно-шатунного механізма 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

Бльченко 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.

61. Карпов М.А. Оценка влияния переменности инерционных характеристик силового агрегата на параметры колебательной системы двигатель-подвеска: автореф. канд. техн. наук: спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / Максим Анатольевич Карпов; Московский автомобильно-дорожный института. – М., 2008. – 113 с.

62. Кенсман Л.Т. Математическая модель крутильно-колебательной системы поршневого двигателя с учетом нелинейного демпфирования и возбуждения : дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / Кенсман Леонид Тадаушевич; Ярославский государственный технический университет. – Ярославль, 2000. – 188с. Бібліогр.: с. 165–168.

63. Колебания силового агрегата автомобиля / [В.Е. Тольский, Л.В. Корчемный, Г. В. Латышев, Л.М. Минкин]. – М. :«Машиностроение», 1976. – 266 с.: ил.

64. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Высшая школа, 1980. – 400 с., ил.

65. КОМПАС-3D V8: руководство пользователя Т.3. – ЗАО АСКОН, 2005.– 316 с.

66. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / [М.М. Вихерт, Р.П. Доброгаев, М.И. Ляхов, А.В. Павлов, М.П. Соловьев, Ю.А. Степанов, В.Г.

Суворов]; под. ред. Ю.А. Степанова – М. Машиностроение, 1964, изд. 2-е – 551с. ил. – Бібліогр.: с. 547-548.

67. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / [А.С. Кореняко, Л. И. Кременштейн С. Д. Петровский, Г. М. Овсиенко В. Е. Баханов, П. М. Емец]. – под ред. Кореняко А. С. –М.: «Вища школа», 1970, 332 стр.

68. Куций П.В. Поліпшення експлуатаційних показників транспортних засобів в неусталених режимах оптимізацією способу регулювання: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / Петро Вікторович Куций; Національний транспортний університет. – К., 2015. – 20 с.

69. Куцко Р.А., Использование безразборных методов диагностики для определения технического состояния двигателей УТД-20/ Р.А. Куцко // «Новости науки и технологий».- 2007. - №2 (6).- С. 30-34.

 Лашко В.А. Матричные методы в расчетах крутильных колебаний силовых установок с ДВС: учебное пособие / В.А. Лашко, М.В. Лейбович. – Хабаровск. : Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 2003. – 213 с. – ISBN 5-7389-0233-5.

71. Лиханов В.А. Расчет автомобильных двигателей: учебное пособие / В.А. Лиханов, Р.Р. Деветьяров. – 2-е изд., испр. и доп. – Киров: Вятская ГСХА, 2008. – 176 с.

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

73. 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.

74. Мальханов С.Е. Общая физика (конспект лекций) / С.Е. Мальханов.– Санкт-Петербург, 2001 – 436 с. 75. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 томах. / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов. – Том 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. – Харків: Видавн. центр НТУ ХПІ, 2004. – 490 с.

76. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов: справочное пособие / Г.С. Маслов.
– Москва: Машиностроение, 1968. – 272 с.

77. Маховик змінного моменту інерції: патент № 94321 С2 Україна, МПК (2006.01) F16F 15/30 A.B. Ільченко, В.О. Ломакін. – № а200910011; Заявлено 01.10.2009; Опубл. 26.04.2011, Бюл. № 8 - 8 с.

78. Маховик переменного момента инерции: патент РФ № 2 265 761, МПК
F16F15/31. / С.В. Богословский, С.Н. Павлов. – № 2004113587/11; Заявл.
30.04.2004; Опубл. 10.12.2005, Бюл. № 34.

79. Маховик переменного момента инерции: патент РФ № 2147700, МПК
F16F15/30. / Л.Ш. Шустер, Л.А. Волкова, А.В. Сафонов. – № 98113483/28;
Заявл. 1998.07.14; Опубл. 2000.04.20, Бюл. № 25.

80. Норми і методи вимірювань вмісту оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах автомобілів з двигунами, що працюють на бензині або газовому паливі: ДСТУ 4277:2004. (Взамін ГОСТ 17.2.2.03-87). – [Введ. 31.01.2004]. – К.: Держспоживстандарт України. – 2004. – 14 с.

81. Павловський М.А. Теоретична механіка: підручник / М.А. Павловський. –
К.: Техніка. – 2002. – 512 с.

82. Панкратов Г.П. Двигатели внутреннего сгорания. Автомобили, тракторы и их эксплуатация / Г.П. Панкратов [2-е изд., перераб. и доп]. – М.: Высш. школа, 1979. – 296 с., ил.

Вастушенко С.М. Вища математика: навч. посібник, [Довідник для студентів вищих навч. закладів] / С.М. Пастушенко, Ю.П. Підченко (4-е вид). – К. :Діал., 2006. – 464 с.

84. Пастушенко С.М. Формули і закони загальної фізики: довідник для студентів усіх спеціальностей / Пастушенко С.М. – К.: НАУ, 2000.–96с.

85. Пода В.Б. Динамічний розрахунок і зрівноваження поршневих двигунів внутрішнього згоряння: навч. посібник / В.Б. Пода. – Харків: Нац. аерокосм. унт "Харк. авіац. ін-т", 2007. – 105 с. Іл. 33. Табл. 12. Бібліогр.: 14 назв

86. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К.Г.
Попык. – М.: Высшая школа, 1965. - 257 с.

87. Пристрій для вимірювання кутової швидкості, крутного моменту та механічної потужності: пат. № 83475 С2 Україна, МПК G01R21/133 (2006.01) / Грабар І.Г. (Україна). - № а2005052380; Заявлено 06.06.05; Опубл. 25.07.08, Бюл. № 14 - 3 с.

88. Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания: учебник для вузов / И.Я. Райков. – М.,: «Высш. школа», 1975. – 320 с.

89. Рыбальченко Ю.И. Теоретические и экспериментальные исследования магнитоупругих датчиков крутящего момента: д дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук / Ю.И. Рыбальченко. – Київ, 1975.

90. Савустьянов В.В. Исследование динамических процессов в карданных передачах тяжелых мотоциклов : дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук / Савустьянов В.В. – Київ, 1982 – 169.

91. Сажко В.А. Електричне та електронне обладнання автомобілів/ Сажко В.А.: Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. – К.: Каравела, 2006. – 296с. ISBN 966-96331-1-7.

92. Сборник задач по математике для втузов/ [Э.А. Вуколов, А.В. Ефимов,
В.Н. Земсков, А.С. Поспелов]. – М.: Издательство Физико-математической литературы, 2003. Ч.4: – 432с. – Бібліогр.: с. 431. –ISBN 5-94052-037-5

93. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: учеб. [для студентов машиностроит. спец. вузов]. – 2-е изд., доп. и перераб. / Г.А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.: ил. ISBN 5-217-01093-2.

94. Сопряжение ПК с внешними устройствами: пер. с англ. – М.:ДМК Пресс, 2001.–320с.:ил.

95. Соснин Д. А. Новейшие автомобильные электронные системы / Д. А.Соснин, В. Ф. Яковлев. – М.: СОЛОН-Пресс., 2005. – 240 с.: ил. – (Серия

«библиотека студента»). [учебное пособие для специалистов по ремонту автомобилей, студентов и преподавателей вузов и колледжей]. – ISBN 5 – 98003-201-0.

96. Соснин Д.А. Автотроника. Электрооборудование и системы бортовой автоматики современных легковых автомобилей
: учебное пособие / Д.А. Соснин. – М.: СОЛОН-Р, 2001. – 272 с. – ISBN 5-93455-087-Х

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

98. Способ определения крутящего момента автомобильного двигателя на неустановившихся режимах работы и устройство для его осуществления: патент РФ № 2005 107 830А, МПК G01L 3/00. / И.Н. Бурдинский. – № 2005107830/28; Заявл. 21.03.2005; Опубл. 10.09.2006, Бюл. № 25.

99. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: справочник / М.Н. Степнов. – М.: Машиностроение. – 1985.–232с., ил.

100. Таврия. Таврия нова. Славута: руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту / [С.Н. Погребной, А.А. Владимиров, С.Ю. Петров]. – М.: Издательский дом Третий Рим, 2008. – 256с. ISBN 978-5-88924-472-1

101. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг (изд. 9-е). – М:,Наука, 1974. – 480с.

102. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов/ [К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов Д. М. Лукичев и др.]; под ред. К. В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. — 496 с: ил.

103. Тер-Мкртичьян Г.Г. Вопросы теории двигателей с управляемым движением поршней с плоскими преобразующими механизмами / Г.Г. Тер-

Мкртичьян, В.Ф. Кутенев, А.И. Яманин. – Машиностроение 2004 Издат.: ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ». – 240 с.

104. Тимофеев, Г. А. Теория механизмов и машин : курс лекций / Г. А. Тимофеев. – М. : ИД Юрайт, 2010. — 351 с. – ISBN 978-5-9692-0244-3

105. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, Ч. Уивер. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.

106. Трюбер С.С. Диагностика мощных дизельных двигателей по неравномерности частоты вращения / С.С. Трюбер // Весник СГТУ. – 2007. – №4 (28) выпуск 1.– С. 64-70.

107. Устройство для измерения крутящего момента на валу редуктора с паразитной шестерней./ [Гизила В.Е., Кобус Ю.И., Мосевич Э.В., Рыбальченко Ю. Ш.] Авторское свидетельство СССР № 130419.

108. Учебное пособие по курсовому проектированию двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие / И.В. Алексеев, С.Н. Богданов и др. Ч 1. – М.: МАДИ ГТУ, 2004. – 85с.

109. Ушаков М.Ю. Методика оценки устойчивости частоты вращения ДВС / М.Ю. Ушаков, А.В. Мокроусов. // Двигателестроение. – Л.: Машиностроение. – 1990. – № 12. – С. 46 – 48.

Фролов Л.Б. Измерение крутящего момента/ Фролов Л.Б. – М.: «Энергия»
 1967.

111. Ховах М.С. Автомобильные двигатели / М.С. Ховах, Г.С. Маслов. – изд.
2-е, пер. и доп. – М., «Машиностроение», 1971, стр. 456.

112. Чистяков В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие [для машиностроительных вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»] / В.К. Чистяков. – М.: Машиностроение, 1989. – 256 с.: ил. – ISBN 5-217-00344-8

113. Яковлев В. Ф. Диагностика электронных систем автомобиля: учебное пособие / В. Ф. Яковлев. – М.:СОЛОН-Пресс, 2003. – 272 с. ил. 75. табл. 53. – библиогр.: 13 назв. – (серия «Библиотека ремонта, Выпуск 8»). – ISBN 5-98003-044-1

114. Bosch. Автомобильный справочник: [Пер. с англ.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЗАО «КЖИ» «За рулем», 2004. – 992с.: ил. – ISBN 5-85907-327-5

115. Bosch. Системы управления бензиновыми двигателями: [Перевод с немецкого]. – М.:ЗАО «За рулём», 2005. – 432 с.: ил. (первое русское издание). – ISBN 5-9698-0025-2.

116. Bosch. Системы управления дизельными двигателями: [Перевод с немецкого]. – М.:ЗАО «За рулём», 2004. – 480 с.: ил. (Первое русское издание). – ISBN 5-85907-348-8.

117. Brown N. M. Characterisation of Emissions and Combustion Stability of a Port Fuelled Spark Ignition Engine / Nicholas M Brown // BSc, MSc. The University of Nottingham. – 2009, March. – 219 p.

118. Chowanietz E. Automobile Electronics/ Eric Chowanietz. – Printed in Great Britain: Bookcraft (Bath) Ltd, 1995. – ISBN 1-56091-739-3.

119. Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals / Heywood John B.
Sloan Automotive Laboratory Massachusetts Institute of Technology, 1988. –
ISBN 0-07-028637-X 481 p.

120. 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

121. 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.

122. 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).

123. Martyr A.J. Engine Testing Theory and Practice / A.J. Martyr M.A. Plint [Third edition]. – AMSTERDAM. – ISBN-13: 978-0-7506-8439-2 (95)

124. Nunney M.J. Light and Heavy Vehicle Technology / M.J. Nunney [Fourth edition]. – Published by Elsevier Ltd, 2007.

125. Torque Estimation Device For Internal Combustion Engine: Patent Application US 20090100920 A1 / Sakayanagi, Yoshihiro ; Assignees Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha. – № 282582; Filed 15.01.2008, PCT. NO PCT/JP08/50323 (United States).

126. Tranter A. Руководство по электрическому оборудованию автомобилей /
A. Tranter. – Хельсинки: А/О Альфамер, 2001. – ISBN: 5-93392-020-7

127. Variable Flywheel Mechanism and Flywheel Apparatus: Patent Application Publication United States US 2007/0179012 A1, MIIK F16H57/08. / Yasunari Kimura, Takao Tsuboi, Tsuneo Endoh. – № P2006-022445; Filed 31.01.2006, Publish 02.08.2007 Appl. № 11/699,368.

128. Zhao F. Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines / F. Zhao,
M. -C. Laia and D. L. Harringtonb // Progress in Energy and Combustion Science. –
October 1999, Volume 25, Issue 5. – Pages 437-562.

додатки

AKT

Впровадження результатів науково-дослідної дисертаційної роботи Ломакіна В.О. «Зменшення нерівномірності ходу двигуна внутрішнього згоряння удосконаленням конструкції маховика»

Державне підприємство «Житомирський бронетанковий завод» підтверджує прийняття до впровадження результатів дисертаційної роботи Ломакіна В.О. на тему «Зменшення нерівномірності ходу двигуна внутрішнього згоряння удосконаленням конструкції маховика».

В даній роботі розроблено программу, що дозволяє визначати приведений момент інерції кривошипно-шатунного механізма одно- та багатоциліндрових поршневих двигунів внутрішнього згоряння (рядних та V-подібних).

Впровадження результатів роботи дозволяє оцінити приведений момент інерції кривошипно-шатунного механізма та скорегувати массово-геометричні параметри, що дозволяє зменшити вплив останнього на роботу двигуна внутрішнього згоряння.

Акт не є підставою для взаємних фінансових забов'язань.

Директор державного підприємства «Житомирський бронетанковий завод»

Бабіч О. О.

15.06

#### Довідка

про впровадження результатів дисертаційної роботи Ломакіна Володимира Олександровича на тему «Зменшення нерівномірності ходу двигуна внутрішнього згоряння удосконаленням конструкції маховика»

Наукові розробки та практичні рекомендації, щодо удосконалення конструкції маховика для двигунів внутрішнього згоряння, знайшли практичне застосування при виготовленні маховика змінного моменту інерції для двигуна FP10C.

На основі зазначених наукових розробок та рекомендацій було спроектовано маховик змінного моменту інерції для одноциліндрового двигуна FP10C, та виготовлено його на матеріально-технічній базі підприємства. Використання маховика змінного моменту інерції дозволило зменшити нерівномірність ходу двигуна FP10C та покращити його паливну економічність при експлуатації для допоміжних господарчих процесів.

Розроблена В.О. Ломакіним програма для визначення приведеного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму рядних та V-подібних поршневих двигунів внутрішнього згоряння дозволяє значно спростити процес проектування маховиків змінного моменту інерції даного класу. Дані розробки для проектних організацій є цінними і актуальними.

Директор ПП ТОВ «Даніко»

Іваницький В. І.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

# Монографія

30. 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

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

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

33. Грабар І.Г. Вплив масово геометричних параметрів кривошипношатунного механізма 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.

З4. Ільченко А.В. Експериментальне дослідження зміни момента інерції кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. – 2008р. – №3 (46). – С. 63-67.

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

36. 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.

37. 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.

38. Ильченко 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.

39. 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.

40. Грабар І.Г. Програмно-апаратний комплекс для аналізу роботи двигуна MeM3-2457 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.

41. Ільченко А.В., Зміна моменту інерції кривошипно-шатунного механізма 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

42. 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.

43. Ільченко А.В. Приведений момент інерції кривошипно-шатунного механізма 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

44. Ільченко А.В. Вплив масово-геометричних параметрів кривошипношатунного 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.

45. Ільченко А.В. Вплив зміни приведеного 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.

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

47. Ільченко А.В. Зміна приведеного моменту інерції в крутильноколивальній системі двигуна / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. – 2012р. – №3 (62), – С. 59-62.

48. 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 напряму

 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.

50. 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

51. 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

52. Грабар І.Г., Врахування зміни моменту інерції кривошипношатунного 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

53. 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.

54. Грабар І.Г. Діагностування параметрів роботи двигуна за девіацією 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.

55. Грабар І.Г. Моделювання зміни приведеного 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.

56. Ильченко 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

57. 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.

58. 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.

# 183 Додаток В

UKRAINE

# НА ВИНАХІД

4

## **№ 85252**

### СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ КРУТНОГО МОМЕНТУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи 12.01.2009.

Голова Державного департаменту інтелектуальної власності

М.В. Паладій

Contraction of the second seco

україна

### (11) 85252

## (19) **UA**

(51) MПК (2006) G01L 3/00

(21) Номер заявки: а 2007 00748
(22) Дата подання заявки: 24.01.2007
(24) Дата, з якої є чинними права на винахід:
(41) Дата публікації відомостей ро заявку та номер бюлетеня:
(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня:

(72) Винахідники: Грабар Іван Григорович (UA), Ільченко Андрій Володимирович (UA), Ломакін Володимир Олександрович (UA)
(73) Власник: ЖИТОМИРСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул.Черняховського, 103, м. Житомир, 10005

#### (54) Назва винаходу:

#### СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ КРУТНОГО МОМЕНТУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

#### (57) Формула винаходу:

Спосіб визначення крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), згідно з яким вимірюють миттєві значення кутового прискорення колінчастого вала шляхом подвійного числового диференціювання його кута повороту за часом, який відрізняється тим, що попередньо для всіх кутів повороту колінчастого вала з заданим кроком за період його обертання для ДВЗ заданої марки, вибраного за еталон, визначають і запам'ятовують відповідні їм миттєві значення приведеного моменту інерції ДВЗ, після чого вимірювання миттєвих значень кутового прискорення колінчастого вала виконують при від'єднаному навантаженні на усталених або неусталених режимах роботи ДВЗ, далі розраховують миттєві значення крутного моменту ДВЗ як добуток запам'ятованих миттєвих значень приведеного моменту інерції ДВЗ та відповідних їм миттєвих значень кутового прискорення колінчастого вала, а шуканий крутний момент ДВЗ визначають як середню величину за період зміни всіх його розрахованих миттєвих значень.



# (11) 94321

## (19) UA

(51) MПК F16F 15/30 (2006.01)

- (21) Номер заявки:
   а 2009 10011

   (22) Дата подання заявки:
   01.10.2009

   (24) Дата, з якої є чинними права на винахід:
   26.04.2011
- (41) Дата публікації відомостей 11.04.2011, про заявку та номер Бюл.№ 7 бюлетеня:
- (46) Дата публікації відомостей 26.04.2011, про видачу патенту та Бюл. № 8 номер бюлетеня:
- (72) Винахідники: Ільченко Андрій Володимирович, UA, Ломакін Володимир Олександрович, UA
- (73) Власник: ЖИТОМИРСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Черняховського, 103, м. Житомир, 10005, UA

(54) Назва винаходу:

#### МАХОВИК ЗМІННОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ

(57) Формула винаходу:

Маховик змінного моменту інерції, який містить механізм (20) зміни моменту інерції з сонячною шестірнею (22), що виконана спільно з вихідним валом (21) двигуна, та планетарними колесами (23), до яких на важелях (27) прикріплені важки (28), електричну муфту (40), блок (51) керування, який відрізняється тим, що введена нерухома порожня камера (12) у вигляді прямого еліптичного циліндра, в якій розміщено кулісу (13) з повзуном (11), встановленим з дотиканням до стінок нерухомої порожньої камери (12), причому куліса (13) нерухомо з'єднана з вихідним валом (21) двигуна і розташована перпендикулярно до його осі.

## Лістинг програми для визначення нерівномірності ходу двигуна

nit EPRASUnit;

interface

uses

Windows, Messages, SysUtils, Variants,

Classes, Graphics, Controls, Forms,

Dialogs, StdCtrls, ExtCtrls, TeeProcs,

TeEngine, Chart, Series, StatChar, TeeTools, ComCtrls, Spin;

type

TMF = class(TForm)

OpenFileBtn: TButton;

OpenDialog: TOpenDialog;

SampleMemo: TMemo;

PageControl: TPageControl;

ts1: TTabSheet;

Cycle\_A1\_Max: TFastLineSeries;

Cycle\_A1\_Min: TFastLineSeries;

Cycle\_A1\_Mid: TFastLineSeries;

Samples\_A1: TPointSeries;

SpinEdit1: TSpinEdit;

Button1: TButton;

Button2: TButton;

Label1: TLabel;

cht1: TChart;

ts3: TTabSheet;

ts4: TTabSheet;

ts2: TTabSheet;

cht3: TChart;

Cycle\_B1\_Max: TFastLineSeries;

Cycle\_B1\_Mid: TFastLineSeries;

Cycle\_B1\_Min: TFastLineSeries;

Samples\_B1: TPointSeries;

cht2: TChart;

Cycle\_A2\_Max: TFastLineSeries;

Cycle\_A2\_Mid: TFastLineSeries;

Cycle\_A2\_Min: TFastLineSeries;

Samples\_A2: TPointSeries;

cht4: TChart;

Cycle\_B2\_Max: TFastLineSeries;

Cycle\_B2\_Mid: TFastLineSeries;

Cycle\_B2\_Min: TFastLineSeries;

Samples\_B2: TPointSeries;

lbl1: TLabel;

```
edt1: TEdit;
  //procedure OpenFileBtnClick(Sender: TObject);
  procedure FormActivate(Sender: TObject);
  procedure Load(Ni:Integer);
  procedure FormCreate(Sender: TObject);
  procedure OpenFileBtnClick(Sender: TObject);
  procedure SpinEdit1Change(Sender: TObject);
  procedure Button1Click(Sender: TObject);
  procedure Button2Click(Sender: TObject);
  procedure PageControlChange(Sender: TObject);
 private
  { Private declarations }
 public
  { Public declarations }
 end:
{*** Глобальные константы...
const
 MaxSamples = 500;
                           //Максимальное количество выборок
 BufSize
           = 2002;
{*** Глобальные переменные...
var
 MF
         :TMF:
      :array[0..(MaxSamples - 1),0..499]of Word;
 A1
                                                    //Массив выборок 1
 A1_Mid:array[0..499]of Real;
 A2
      :array[0..(MaxSamples - 1),0..499]of Word;
                                                    //Массив выборок 2
 B1
      :array[0..(MaxSamples - 1),0..499]of Word;
                                                    //Массив выборок 3
 B2
      :array[0..(MaxSamples - 1),0..499]of Word;
                                                    //Массив выборок 4
 ByteMasiv :array[0..(BufSize - 1)]of Word;
 FilesPath :String;
                                     //Папка сохранения файлов
        :Integer = 0;
 Ν
 FileName :String;
        :Boolean = False;
 Inited
 Block
         :Integer = 0;
implementation
{$R *.dfm}
procedure Debug(S:String);
begin
 MF.SampleMemo.Lines.Add(S);
end:
procedure TMF.FormActivate(Sender: TObject);
begin
 FilesPath:= Application.ExeName;
 Delete(FilesPath,(LastDelimiter('\',FilesPath) + 1),Length(FilesPath));
 FilesPath:= FilesPath + 'Files\';
 OpenDialog.InitialDir:= FilesPath;
```

//Load(N); end; procedure TMF.Load(Ni:Integer); var S :String;

```
Num,i,j,BeginAddr,Sum,Sum1,Sum2,Sum3,Sum4,Index,Index1,Index2,Index3,Index 4,A,B :Integer;
```

F :file of Word;

Mid,Mid1,Mid2,Mid3,Mid4,Max1,Max2,Max3,Max4,Min1,Min2,Min3,Min4, z,t :Real;

hog

begin {открытие файла} //S:= FilesPath + 'EPRA Edit.dps'; if not Inited then Exit; // PageControl.PageCount:=4; Samples\_A1.Clear; Cycle A1 Min.Clear; Cycle\_A1\_Mid.Clear; Cycle\_A1\_Max.Clear; Samples\_A2.Clear; Cycle\_A2\_Min.Clear; Cycle\_A2\_Mid.Clear; Cycle\_A2\_Max.Clear; Samples\_B1.Clear; Cycle\_B1\_Min.Clear; Cycle\_B1\_Mid.Clear; Cycle\_B1\_Max.Clear; Samples\_B2.Clear; Cycle\_B2\_Min.Clear; Cycle\_B2\_Mid.Clear; Cycle\_B2\_Max.Clear; AssignFile(F,FileName); Reset(F); {нахождение первого нулевого отсчета} ZeroMemory(@ByteMasiv,SizeOf(ByteMasiv)); if BufSize > 1004then BlockRead(F,ByteMasiv,BufSize,Num) else BlockRead(F,ByteMasiv,1005,Num); for i = 0 to 1004 do begin if ByteMasiv[i] = 0 then BeginAddr:= i + 1; end; Seek(F,BeginAddr); {цикл разделения файла по массивам} N := 0;i := 0;repeat begin

```
BlockRead(F,ByteMasiv,BufSize,Num);
         for i := 0 to Num - 1 do
          begin
            if(i \ge 0) and (i < 500) then A1[N,i] := ByteMasiv[i];
            if(i \ge 500) and (i < 1000) then A2[N, i - 500] = ByteMasiv[i];
            if(i \ge 1001)and(i < 1501)then B1[N,i - 1001]:= ByteMasiv[i];
            if(i \ge 1501) and (i < Num - 1) then B2[N, i - 1501] = ByteMasiv[i];
          end;
         Inc(N):
         //SampleMemo.Lines.Add(IntToStr(Num)+' '+IntToStr(FileSize(F))+'
'+IntToStr(N));
        end;
       until EOF(F);
       A:= Ni*SpinEdit1.Value;
       if A > N then Exit;
       B:= Ni*SpinEdit1.Value + SpinEdit1.Value;
       if B > N then Exit;
      // Кварц 24576000 Гц
      // перевод в об/мин
        z:=60*24576;
      // перевод в градусы
       t:=180/500;
       Sum1:= 0;
       Sum = 0;
       Index:= 0;
       Index1:= 0;
       Min1:=A1[0,0];
       Mid1:=A1[0,0];
       Max1 := A1[0,0];
       for i:= 0 to 499 do /////////нахождение среднего по всем цилиндрам
        begin
         for j := A to B - 1 do
          begin
            Sum := Sum + A1[j,i] + A2[j,i] + B1[j,i] + B2[j,i];
            Inc(Index):
          end:
```

190

```
begin
    Sum1 := Sum1 + A1[j,i];
    Inc(Index1);
    Samples_A1.AddXY(i*t,z/A1[j,i],",clRed);
    if A1[j,i] \ge Max1 then Max1 := A1[j,i];
    if A1[j,i] \leq Min1 then Min1 = A1[j,i];
   end:
  //A1_Mid[i] := Sum/(N-1);
  //Cycle_A1_Mid.AddXY(i,A1_Mid[i],",clRed);
 end;
Mid1:= Sum1/Index1;//(SpinEdit1.Value - 1);
Cycle_A1_Mid.AddXY(0,z/Mid,",clRed);
Cycle_A1_Mid.AddXY(180,z/Mid,",clRed);
Cycle_A1_Min.AddXY(0,z/Min1,",clRed);
Cycle_A1_Min.AddXY(180,z/Min1,",clRed);
Cycle_A1_Max.AddXY(0,z/Max1,",clRed);
Cycle A1 Max.AddXY(180,z/Max1,",clRed);
Debug('-----');
Debug('Min1 = ' + FloatToStr(z/Min1));
Debug('Mid1 = ' + FloatToStr(z/Mid1));
Debug('Max1 = ' + FloatToStr(z/Max1));
Debug('N = ' + IntToStr(N));
Debug('Blk = ' + IntToStr(Block));
Debug('A = ' + IntToStr(A));
Debug('B = ' + IntToStr(B));
Sum3 := 0;
Index3 := 0:
Min3 := A2[0,0];
Mid3 := A2[0,0];
Max3 := A2[0,0];
for i = 0 to 499 do
 begin
  for j := A\{0\} to B - 1{SpinEdit1.Value - 1} do
   begin
    Samples_A2.AddXY(i*t+360,z/A2[j,i],",clRed);
    Inc(Index3);
    Sum3 := Sum3 + A2[j,i];
    if A2[j,i] \ge Max3 then Max3 := A2[j,i];
    if A2[j,i] \leq Min3 then Min3 = A2[j,i];
   end:
 end;
Mid3:= Sum3/Index3;//(SpinEdit1.Value - 1);
Cycle_A2_Mid.AddXY(360,z/Mid,",clRed);
Cycle_A2_Mid.AddXY(540,z/Mid,",clRed);
```

```
Cycle_A2_Min.AddXY(360,z/Min3,",clRed);
Cycle_A2_Min.AddXY(540,z/Min3,",clRed);
Cycle_A2_Max.AddXY(360,z/Max3,",clRed);
Cycle_A2_Max.AddXY(540,z/Max3,",clRed);
Debug('-----');
Debug('Min3 = ' + FloatToStr(z/Min3));
Debug('Mid3 = ' + FloatToStr(z/Mid3));
Debug(Max3 = + FloatToStr(z/Max3));
Debug('N = ' + IntToStr(N));
Debug('Blk = ' + IntToStr(Block));
Debug('A = ' + IntToStr(A));
Debug('B = ' + IntToStr(B));
 ////////// 4 цилиндр
Sum4:=0;
Index4 := 0;
Min4 := B1[0,0];
Mid4:= B1[0,0];
Max4 := B1[0,0];
for i:= 0 to 499 do
 begin
  for j := A\{0\} to B - 1{SpinEdit1.Value - 1} do
   begin
    Samples_B1.AddXY(i*t+540,z/B1[j,i],",clRed);
    Inc(Index4);
    Sum4 := Sum4 + B1[j,i];
    if B1[j,i] \ge Max4 then Max4 := B1[j,i];
    if B1[j,i] \leq Min4 then Min4 = B1[j,i];
   end:
 end;
Mid4:= Sum4/Index4;//(SpinEdit1.Value - 1);
Cycle_B1_Mid.AddXY(540,z/Mid,",clRed);
Cycle_B1_Mid.AddXY(720,z/Mid,",clRed);
Cycle_B1_Min.AddXY(540,z/Min4,",clRed);
Cycle_B1_Min.AddXY(720,z/Min4,",clRed);
Cycle_B1_Max.AddXY(540,z/Max4,",clRed);
Cycle_B1_Max.AddXY(720,z/Max4,",clRed);
Debug('-----');
Debug('Min4 = ' + FloatToStr(z/Min4));
Debug('Mid4 = ' + FloatToStr(z/Mid4));
Debug('Max4 = ' + FloatToStr(z/Max4));
Debug('N = ' + IntToStr(N));
Debug('Blk = ' + IntToStr(Block));
Debug('A = ' + IntToStr(A));
Debug('B = ' + IntToStr(B));
/////////// 2 цилиндр
```

```
Sum2:=0;
 Index2 = 0;
 Min2:= B2[0,0];
 Mid2:= B2[0,0];
 Max2 := B2[0,0];
 for i = 0 to 499 do
  begin
   for j := A\{0\} to B - 1{SpinEdit1.Value - 1} do
    begin
      Samples_B2.AddXY(i*t+180,z/B2[j,i],",clRed);
      Inc(Index2):
      Sum2 := Sum2 + B2[j,i];
      if B2[j,i] \ge Max^2 then Max^2 := B2[j,i];
      if B2[j,i] \leq Min2 then Min2 = B2[j,i];
    end:
  end;
 Mid2:= Sum2/Index2;//(SpinEdit1.Value - 1);
 Cycle_B2_Mid.AddXY(180,z/Mid,",clRed);
 Cycle_B2_Mid.AddXY(360,z/Mid,",clRed);
 Cycle_B2_Min.AddXY(180,z/Min2,",clRed);
 Cycle_B2_Min.AddXY(360,z/Min2,",clRed);
 Cycle_B2_Max.AddXY(180,z/Max2,",clRed);
 Cycle_B2_Max.AddXY(360,z/Max2,",clRed);
 Debug('-----');
 Debug('Min2 = ' + FloatToStr(z/Min4));
 Debug('Mid2 = ' + FloatToStr(z/Mid4));
 Debug('Max2 = ' + FloatToStr(z/Max4));
 Debug('N = ' + IntToStr(N));
 Debug('Blk = ' + IntToStr(Block));
 Debug('A = ' + IntToStr(A));
 Debug('B = ' + IntToStr(B));
end:
procedure TMF.FormCreate(Sender: TObject);
begin
 //MF.Top:= 5;
 //MF.Left:= 5;
end;
procedure TMF.OpenFileBtnClick(Sender: TObject);
begin
 if OpenDialog.Execute then
  begin
   FileName:= OpenDialog.FileName;
   Inited:= True;
   Block:= 0;
   Load(Block);
```

```
end else Inited:= False;
      end:
     procedure TMF.SpinEdit1Change(Sender: TObject);
      begin
      Load(Block);
      end;
     procedure TMF.Button1Click(Sender: TObject);
     begin
       Dec(Block);
       if Block < 0 then Block = 0;
       Load(Block);
      end;
     procedure TMF.Button2Click(Sender: TObject);
     begin
       Inc(Block);
       if Block > (400 div SpinEdit1.Value) then Block:= (400 div
SpinEdit1.Value);
       Load(Block);
      end;
     procedure TMF.PageControlChange(Sender: TObject);
      begin
      PageControl.ActivePage.Visible:=True;
      end;
      end.
```