

УДК 621.434.13

Міщенко М.І., д.т.н.¹, Хімченко А.В., к.т.н.¹, Колеснікова Т.М., інж.²,
Шляхов В.С., студент¹

1 — АДІ ДВНЗ «ДонНТУ», м. Горлівка; 2 — ПГАСА, м. Дніпропетровськ

РОЗРАХУНОК ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ ДЛЯ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА. ЧАСТИНА 2. АНАЛІЗ

Проаналізовано вплив конструктивних параметрів механізму і параметрів робочого процесу автомобільного бензинового двигуна на швидкодію МЗСС. Аналіз дозволив встановити, що шляхом належного вибору діаметрів і маси поршнів МЗСС і двигуна можна досягти необхідної за умовами запобігання детонації швидкодії механізму. Відзначається, що такий МЗСС має найбільшу перевагу в безшатунному двигуні із кривошипно-кулісним силовым механізмом.

Вступ

У частині 1 [1] була розроблена математична модель МЗСС для бензинового двигуна. У цій статті представлені результати розрахунково-експериментальних досліджень, механізму для безшатунного двигуна з кривошипно-кулісним механізмом. Виявлено вплив конструктивних параметрів МЗСС і деяких параметрів двигуна на швидкодію роботи механізму при зменшенні ступеня стиску. Результати дослідження показують, що розглянутий МЗСС ефективніше може бути використаний у безшатунному двигуні.

Схема механізму, позначення й варіанти зміни ступеня стиску ті ж, що й описані в частині 1 [1].

Результати досліджень

Представлені нижче результати були отримані для швидкості спрацьовування (швидкодії) МЗСС в умовах безшатунного ДВЗ із кривошипно-кулісним механізмом [2].

Для дослідження двигуна із змінним ступенем стиску ϵ була використана уточнена методика теплового розрахунку з розрахунком індикаторної діаграми та розроблена математична модель механізму зміни ступеня стиску [1]. Розрахунки проводилися стосовно параметрів серійного двигуна MeM3-245 у середовищі Mathcad.

При роботі двигуна зі змінним ступенем стиску система регулювання повинна підтримувати ϵ на максимально можливому рівні при згорянні без детонації. Це оптимальне значення ступеня стиску ϵ_{opt} буде змінюватися в залежності від режиму роботи двигуна.

Схильність бензинового двигуна до детонації підсилюється при збільшенні навантаження N_e і зниженні частоти обертання колінчастого вала n . Тому дуже важливим питанням є дослідження швидкості зниження ступеня стиску на режимах за зовнішньою швидкісною характеристикою при оптимальних значеннях ϵ_{opt} .

Оскільки найгірші умови роботи двигуна, що можуть призводити до детонації, виникають, коли при роботі майже на холостому ході досить швидко відкривається дросельна заслінка і при максимальному тиску в циліндрі виникає необхідність понизити ступінь стиску від максимальної величини до мінімальної, розрахунок проводився за припущенням, що в циліндрі максимальний ступінь стиску, а двигун вже працює при повному навантаженні.

В результаті розрахункових досліджень було отримано ряд залежностей. На рис. 1 показана залежність швидкості зміни висоти камери згорання H від кута повороту колінчастого вала для двох розглянутих в частині 1 [1] випадків. Видно, що найбільша інтенсивність руху припадає на такти стиску та розширення завдяки діючим силам тиску газів та інерції.

Зміна ступеня стиску від максимально можливої величини до мінімальної здійснюється за 17,5 циклів (рис. 2) у випадку 2 і до 34 у випадку 3.

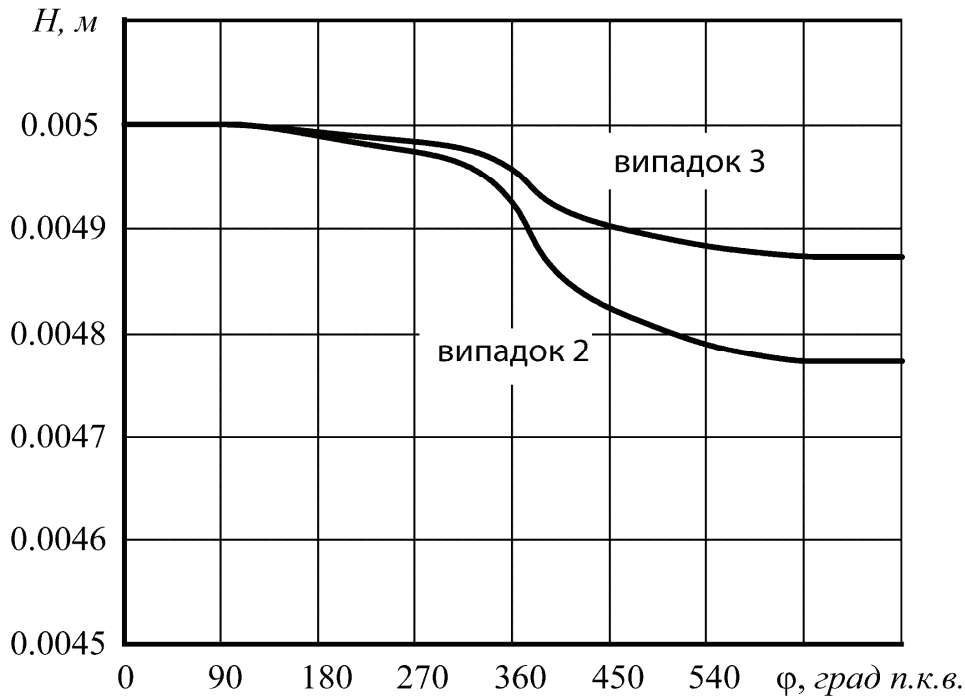


Рис. 1. Залежність зміни висоти камери згоряння H від кута повороту колінчастого вала φ : $n = 3500 \text{ хв}^{-1}$; $\varepsilon_{max} = 18,4$

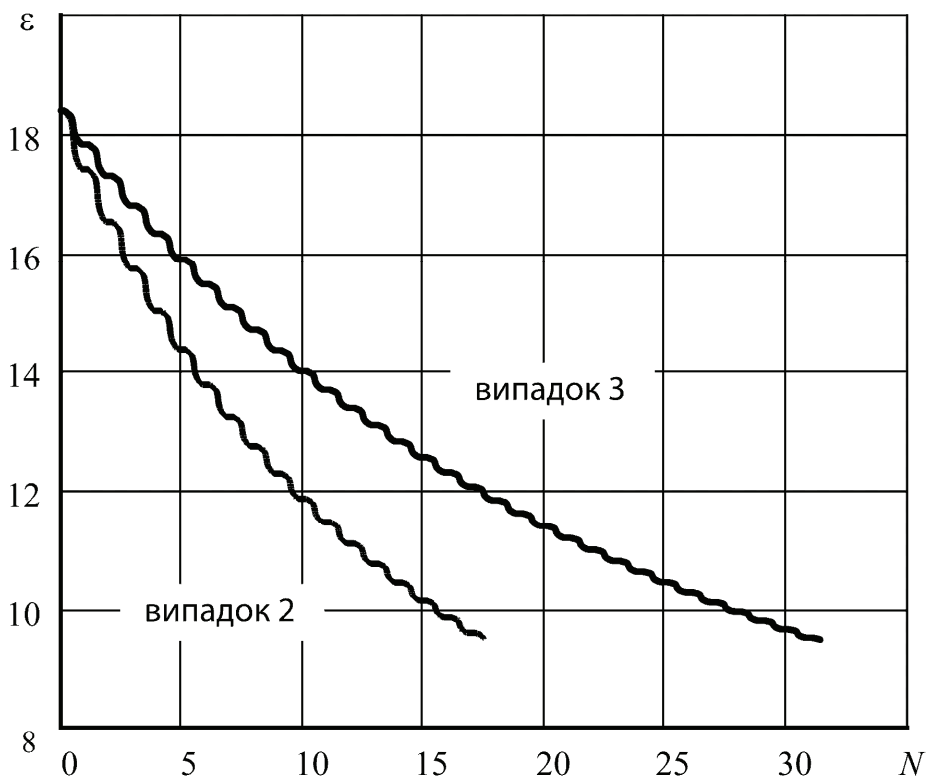


Рис. 2. Зміна ступеня стиску ε по циклах N ($n = 3500 \text{ хв}^{-1}$)

Оскільки за один повний цикл ступінь стиску зменшується майже на одиницю, можна стверджувати про працездатність механізму зміни ступеня стиску та його спроможність запобігати детонації.

З огляду на час протікання термодинамічних процесів в двигуні можна сказати, що швидкодія механізму зміни ступеня стиску в досліджуваному двигуні доволі висока. Її середнє значення може коливатися від 0,5 до 0,29 цикл^{-1} . Очевидно, перспективним буде відключення масляного насосу від механізму на момент зниження ступеня стиску.

Виходячи з аналітичних залежностей, на швидкодію МЗСС суттєво впливають сили інерції мас поршня двигуна і рухомих частин механізму.

Як показали розрахунки, 8-кратне збільшення мас поршня двигуна і зовнішнього поршня механізму для даного типу двигуна підвищує швидкість зміни ступеня стиску лише на 36 % (від 0,5 до 0,68 цикл^{-1}). Це дозволяє стверджувати, що при проектуванні механізму зниження мас МЗСС і поршня двигуна не суттєво впливатиме на швидкодію механізму.

Аналіз зміни ступеня стиску в послідовних циклах від максимально можливого ϵ показує, що при зниженні ступеня стиску швидкодія механізму суттєво зменшується. При високих значеннях ступеня стиску швидкість зміни визначається, в першу чергу, тиском газів в циліндрі двигуна. Це підтверджує залежність швидкості поршня від кількості циклів, що відповідає випадку 2 (рис. 3). Частота обертання колінчастого вала при цьому не змінювалась.

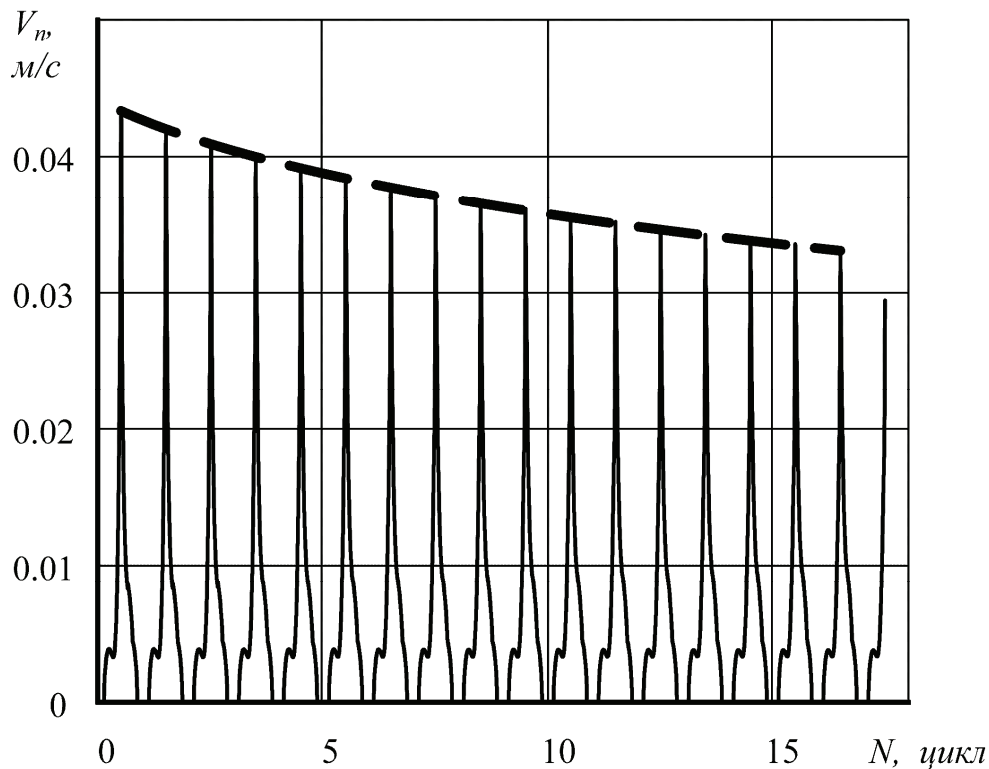


Рис. 3. Залежність швидкості зовнішнього поршня V_n до повного скидання ступеня стиску від кількості циклів N

Очевидно, що при зниженні частоти обертання колінчастого вала (рис. 4), завдяки збільшенню часу одного циклу, суттєво зменшується кількість циклів до повного скидання ступеня стиску. Так, при мінімальній n швидкість зміни ступеня стиску досягає майже 3 цикл^{-1} .

Швидкодія МЗСС в першу чергу залежить від конструкції механізму. Його раціональні конструктивні параметри можна отримати, виходячи із розрахунково-теоретичних досліджень. Один з важливих параметрів — це співвідношення умовних діаметрів нижньої і верхньої порожнин механізму $D_{НП}/D_{ВП}$.

Графік залежності кількості циклів спрацювання механізму від відношення $D_{НП}/D_{ВП}$ (рис. 5) показує, що оптимальне співвідношення діаметрів нижньої та верхньої порожнин, при яких досягається максимальна швидкодія механізму, знаходиться в межах від 0,6 до 0,7.

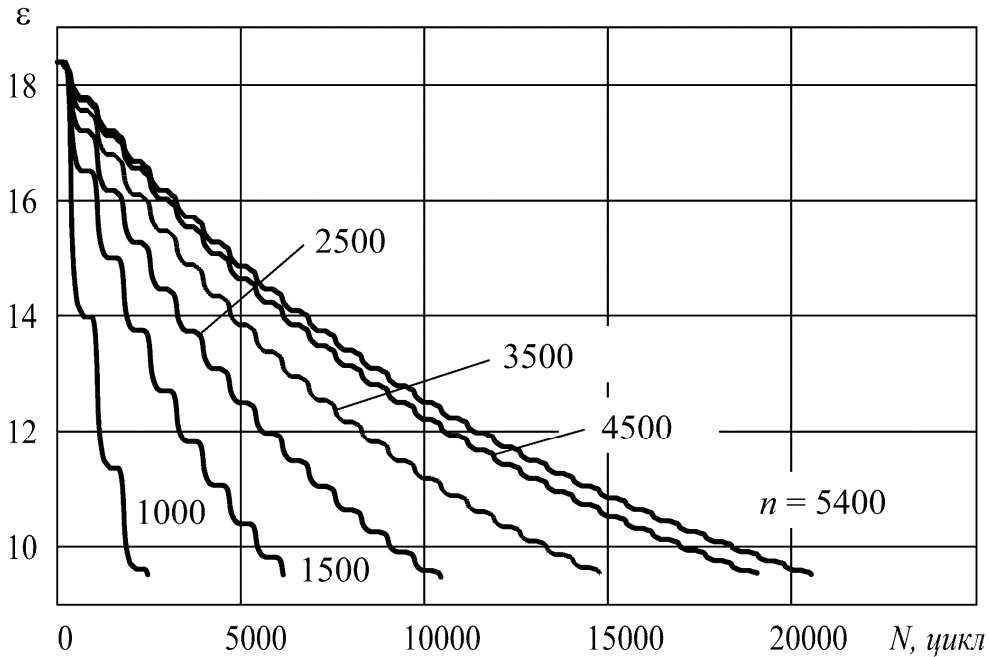


Рис. 4. Графік залежності ступеня стиску ε від кількості циклів N при різних значеннях n

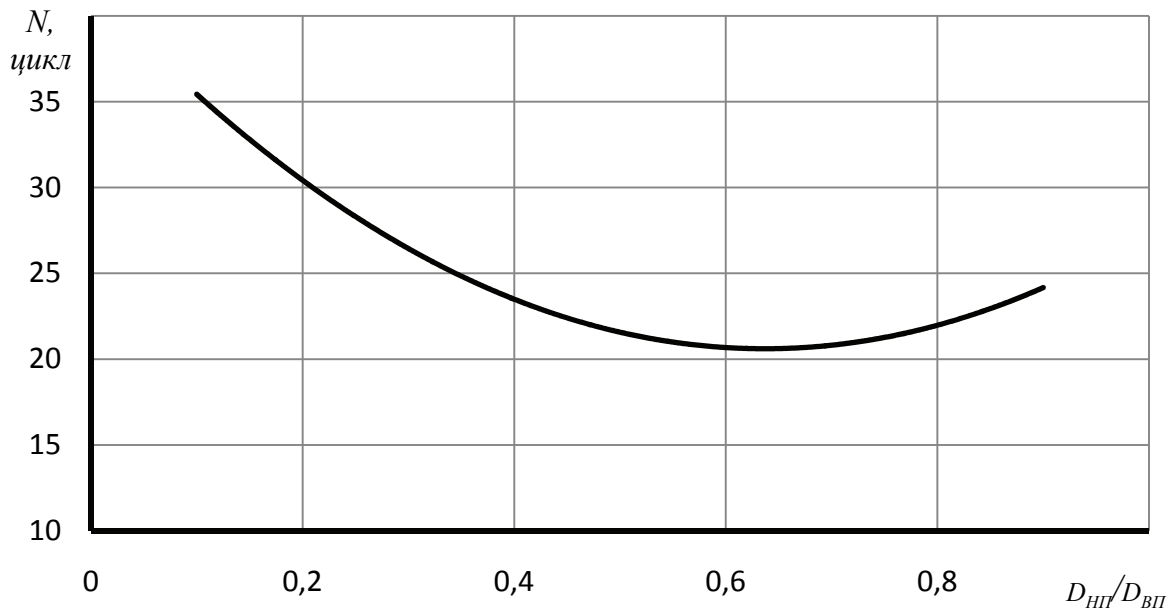


Рис. 5. Графік залежності кількості циклів N спрацювання МЗСС від співвідношення умовних діаметрів нижньої і верхньої порожнин $D_{НП}/D_{ВП}$

Висновки

Проведені дослідження впливу конструкції механізму зміни ступеня стиску на швидкість зниження ε в залежності від режиму роботи двигуна і параметрів МЗСС показали:

1. На базі безшатунного двигуна з кривошипно-кулісним механізмом можливо створення двигуна з $\varepsilon = \text{var}$ з достатньою швидкістю МЗСС для запобігання детонації.
2. Зменшення частоти обертання колінчастого вала суттєво підвищує швидкість механізму.

3. Середнє значення швидкості зміни ступеня стиску становить від 0,29 до 0,5 *цикл*⁻¹ на режимі максимального крутного моменту і може підвищуватися до 7 разів по зовнішній швидкісній характеристиці двигуна.

4. Виявлені залежності впливу конструктивних параметрів механізму зміни ступеня стиску двигуна: відношення діаметрів та маси поршнів механізму і двигуна на швидкодію його роботи, що показали:

– оптимальне співвідношення умовних діаметрів нижньої і верхньої порожнин механізму знаходяться у межах 0,6...0,7;

– збільшення маси поршнів механізму і двигуна не суттєво знижує швидкість зміни ступеня стиску при високих частотах обертання колінчастого вала двигуна.

Список літератури

1. Міщенко М.І., Хімченко А.В., Колеснікова Т.М., Шляхов В.С. Розрахунок та дослідження механізму зміни ступеня стиску для бензинового двигуна. Частина 1. Математична модель // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: Науково-виробничий збірник. — Горлівка: АДІ ДонНТУ, 2008. — № 1(6).
2. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания: В 2 томах. — Т.1: Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. — Донецк: Лебедь, 1998. — 228 с.

Стаття надійшла до редакції 11.06.08

© Міщенко М.І., Хімченко А.В., Колеснікова Т.М., Шляхов В.С., 2008