

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ВСТАНОВЛЕННЯ ЇХ ВПЛИВУ НА ШВИДКОДІЮ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ В БЕЗШАТУННОМУ ДВИГУНІ ПРИ РІЗНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ ДВИГУНА

Колеснікова Тетяна Миколаївна, канд. техн. наук,
доцент кафедри експлуатації та ремонту машин,

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
e-mail: tnk1403@ukr.net, ORCID: [0000-0002-8568-4688](https://orcid.org/0000-0002-8568-4688)

Бас Костянтин Маркович, канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри
автомобілів та автомобільного господарства,

Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»,
e-mail: k.m.bas.69@gmail.com, ORCID: [0000-0003-2918-3501](https://orcid.org/0000-0003-2918-3501)

Сакно Олена Русланівна, магістр,

Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»,
e-mail: sakno.o.r@nmu.one

У сучасному світі гостро стоїть питання раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів. Саме тому перед інженерами-двигунобудівниками стоїть мета створення двигуна, який би мав високий рівень економічності. Одним із напрямів поліпшення економічних і потужних показників ДВЗ є регулювання ступеня стиснення (ϵ) на часткових режимах роботи двигуна [1].

Роботи в цих напрямках ведуть фірми, Saab, Daimler Chrysler, Toyota, Peugeot, Citroen, і дослідницькі організації: MCE Technology (Франція), компанія Nissan та ін [2, 3]. З аналізу робіт, в яких розглянуто конструкції двигунів зі змінним ступенем стиску [4, 5], можна зробити висновки, що перспективною конструкцією двигуна з регульованим ступенем стиску, є безшатуний ДВЗ з кривошипно-шатуном силовим механізмом.

Метою теоретичного дослідження є удосконалення механізму зміни ступеня стиску (МЗСС) шляхом визначення його раціональних параметрів та встановлення їх впливу на швидкодію механізму при різних режимах роботи двигуна.

Досягнення мети передбачає виконання наступних завдань:

- розробити методику розрахунку швидкості зміни ступеня стиску бензинового чотиритактного двигуна;

- розробити алгоритм розрахунку параметрів механізму. На основі одержаних результатів розрахунку вибрати раціональні параметри.

Конструктивна схема механізму зміни ступеня стиску представлена на рис. 1. Переміщення рухомого корпусу відбувається під дією прикладених до нього газових ΔP_r та інерційних сил $\Delta P_{j\sigma}$, а також сил тертя між поршневими кільцями і стінками циліндру $\Delta P_{тр.к}$ та тиску масла ΔP_m . При появі детонаційного згоряння в циліндрі двигуна сигнал від датчика детонації надходить на механізм керування МЗСС. Це призводить до повороту гідрозамків 3 і 11. Після

чого під дією сили ΔP_T поршень двигуна разом із рухомих корпусом механізму переміщується вниз, тим самим зменшуючи ступінь стиску до тих пір, доки гідрозамки не повернуться в початкове положення. Цикл повторюється.

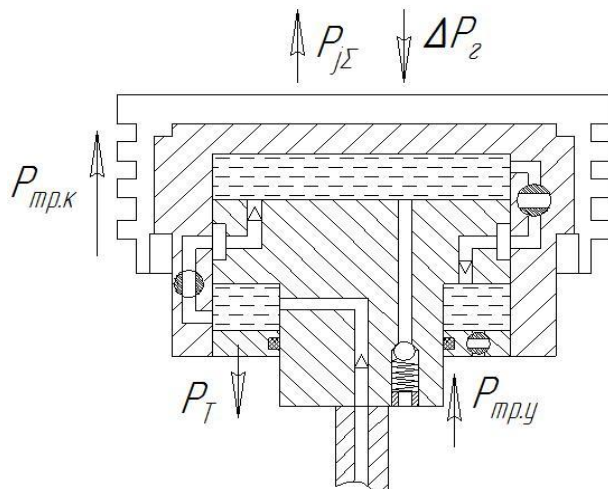


Рисунок 1 – Схема сил, що діють в механізмі зміни ступеня стиску

Основною вимогою, яку висувають до МЗСС, є його швидкодія, оскільки швидкість спрацьовування прямопропорційна забезпеченню бездетонаційної роботи двигуна. Тому метою складання математичної моделі було отримання залежностей, що дають змогу визначити час спрацьовування МЗСС, а потім на основі цих залежностей оптимізувати параметри механізму з метою отримання максимальної швидкодії. Для визначення часу спрацьовування МЗСС необхідно визначити швидкість переміщення рухомого корпусу. Для розв'язання цієї задачі складено рівняння руху МЗСС, яке являє собою рівняння другого закону Ньютона в диференціальній формі з урахуванням газових сил з боку двигуна, сил інерції, сил тертя поршневих кілець і гумових ущільнень, а також гідравлічних втрат у гідрозамках, клапанах і каналах механізму.

$$m_m \frac{d}{dt} v_{\text{мех}} = \Delta P_T + P_{j\Sigma} + P_T - P_{\text{тр.к}} - P_{\text{гідр}} - P_{\text{тр.у}} \quad (1)$$

де m_m – маса рухомої частини механізму, кг; ΔP_T – сила тиску газів у циліндрі двигуна, Н; $P_{j\Sigma}$ – сумарна сила інерції механізму, Н; P_T – сила тяжіння рухомої частини механізму, Н; $P_{\text{тр.к}}$ – сила тертя поршневих кілець, Н; $P_{\text{гідр}}$ – сила, що характеризує гідравлічні втрати в механізмі, Н; $P_{\text{тр.у}}$ – сила тертя в ущільненнях механізму, Н.

Під час досліджень механізму зміни ступеня стиснення, на безмоторній установці, було визначено, що на швидкодію механізму зміни ступеня стиснення впливають такі параметри: тиск на механізм з боку пружинного пристрою; температура оливи; площа прохідного перерізу каналів; кут повороту рухомого корпусу МЗСС під час увімкнення гідрозамка; наявність протитиску в нижній порожнині механізму.

На підставі експериментальних даних [6] було взято експериментальні залежності часу спрацьовування механізму від відносної площі прохідного

перерізу гідрозамка, тиску p та температури t в масляній оливі) було отримано формули, що описують роботу механізму під час зміни різних чинників (тиск у циліндрі, переріз гідрозамка та температура оливи).

$$\tau(\delta, p, t) = \tau_A(p, t) \left(\frac{\delta_A}{\delta}\right)^{m(\delta, p, t)} \quad (2)$$

$$\tau_A(p, t) = \tau_B(t) \left(\frac{p_B}{p}\right)^{z(t)} \quad (3)$$

$$m(\delta, p, t) = m_A(p, t) \left(\frac{\delta_A}{\delta}\right)^{d(p, t)} \quad (4)$$

де δ - відносна площа прохідного перерізу гідрозамка $\delta=0...100\%$; p - тиск у верхній масляній порожнині механізму $p=10...120$ кгс/см²; t - температура у верхній масляній порожнині механізму $t=20...90^\circ\text{C}$.

За цими формулами побудовано розрахункові залежності (рис. 2) часу спрацьовування t МЗСС від тиску на поршень p за різних температур оливи та залежності часу спрацьовування t МЗСС від перерізу гідрозамків механізму за різних тисків на поршень і різної температури.

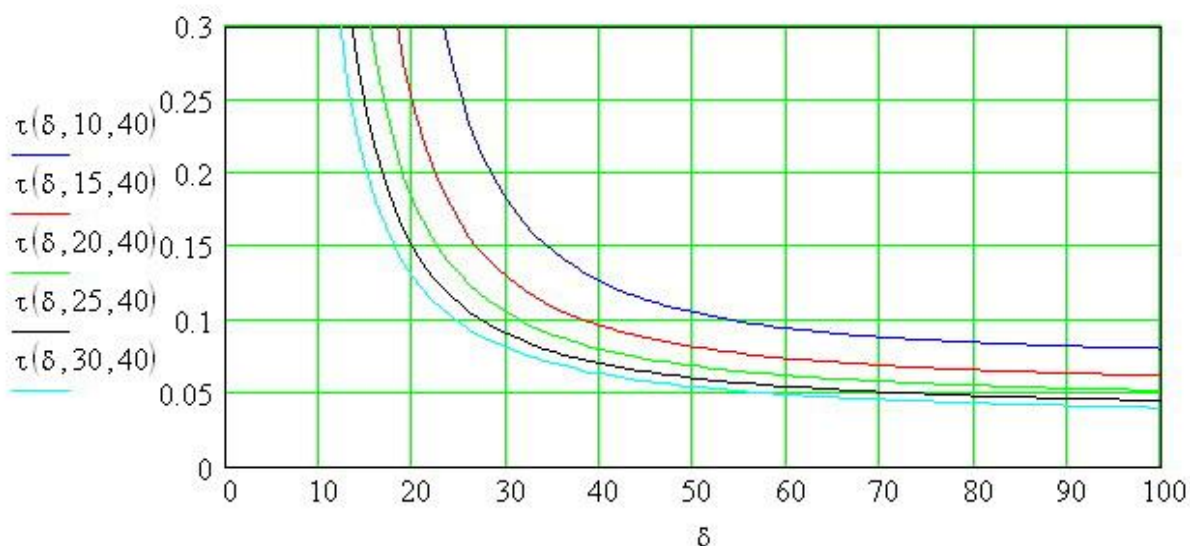


Рисунок 2 – Залежність часу спрацьовування τ (с) від відносної площі прохідного перерізу δ (%) гідрозамка при різних тисках p (кгс/см²): $t=40^\circ\text{C}$

У всіх досліджених робочих умовах спостерігається зменшення часу спрацьовування τ МЗСС за збільшення δ , p та t (рис. 2) видно, що час спрацьовування τ різко зменшується в діапазоні зміни δ від 0 до 40% та зміни p від 0 до 30 кгс/см². Подальше збільшення δ і p мало впливає на τ . Залежність τ від температури оливи t (рис. 3) має інший характер. Нахил кривих свідчить про істотний вплив температури t у всій області її значень. Як видно, зв'язок між величиною τ і t сильно змінюється залежно від умов роботи МЗСС (зміни δ і p). В умовах низьких температур ($0...40^\circ\text{C}$), особливо за малих перетинів гідрозамку, час спрацьовування збільшується.

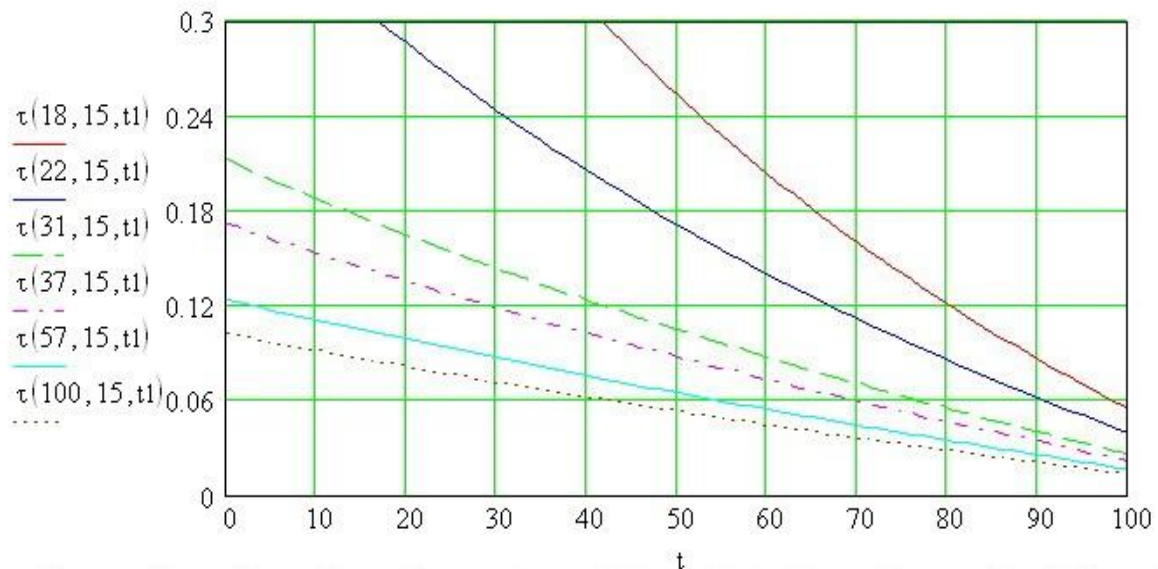


Рисунок 3 – Залежність τ (с) від температури масла t (°C) в масляній порожнині при різній відносній площі δ (%): $p=15 \text{ кгс/см}^2$

Але це відбувається тільки під час прогрівання двигуна. Наведені результати вказують на можливість отримання великої швидкості зміни ступеня стиснення в двигуні за наявності МЗСС.

Висновки

В результаті проведених досліджень уточнена математична модель розрахунку МЗСС, яка дає змогу виявити вплив різних факторів двигуна з кривошипно-колісним механізмом на роботу МЗСС, а саме на швидкість зміни ступеня стиснення. Розрахункові дослідження показали, що повне спрацювання механізму відбувається досить швидко (0,02 с на одну одиницю ε_x), що свідчить про доцільність використання такого МЗСС у чотиритактному бензиновому двигуні з ККМ.

Література

1. Транспортні енергетичні установки: навч. посіб. / О.М. Артюх, О.В. Дударенко, В.В. Кузьмін та ін. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 264 с.
2. MCE-5 VCRI: repousser les limites de la reduction de la consommation de carburant [Електронний ресурс] / Офіційний сайт MCE-5. – Режим доступу: http://www.mce5.com/la_technologie_mce-5_vcri.html
3. Variable Kompression // Auto, Mot. und Sport, DE. – 2000. – № 6. – С.12.
4. Двигуни зі змінним ступенем стиску: від Saab до Infiniti // Журнал «Движок»: офіційний сайт. – 2016. – URL: <https://dvizhok.su/parts/dvigateli-s-izmenyaemoj-stepenyu-szhatiya-ot-saab-do-infiniti>.
5. Міщенко М.І., Заренбін В.Г., Колесникова Т.М. Особливості проектування бензинового двигуна зі змінним ступенем стиснення. – Х.: ХПІ, 2006. – № 1. – С. 37 – 40.

б. Розрахунково-експериментальні дослідження механізму зміни ступеня стиску в безшатунному бензиновому двигуні / М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, В.Л. Супрун, М.А. Бондаренко // *Авіаційно-космічна техніка та технологія*. – 2011. – № 10. – С. 164–167. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/aktit_2011_10_36

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ У БЕЗШАТУННОМУ ДВИГУНІ

Колеснікова Тетяна Миколаївна, канд. техн. наук, доцент каф. ЕРМ,
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
e-mail: tnk1403@ukr.net, ORCID: [0000-0002-8568-4688](https://orcid.org/0000-0002-8568-4688)

Лиходій Олександр Сергійович, канд. техн. наук, доцент, зав. каф. ЕРМ,
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
e-mail: lykhodii.oleksandr@pdaba.edu.ua, ORCID: [0000-0002-2425-334](https://orcid.org/0000-0002-2425-334)

Данько Дмитро Андрійович, магістр,
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
e-mail: nebitnekrashen2017@gmail.com

Савельєв Максим Іванович, магістр,
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
e-mail: tartaria15@gmail.com

Шляхи підвищення економічності, зниження токсичності та поліпшення інших питомих показників класичних поршневих двигунів практично вичерпані. Подальший розвиток двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) буде пов'язаний з принциповими змінами в конструкції двигунів. Це підтверджують останні розробки та результати досліджень провідних фірм [1].

Відомо, що одним з недоліків бензинового двигуна є погіршення паливної економічності на режимах малих навантажень та холостого ходу. Це пояснюється тим, що у вище названих режимах використовується дроселювання паливо-повітряної суміші, що забезпечує насосні втрати і погіршує умови згоряння. Існують багато напрямків усунення цього недоліку [1]. Одним із перспективних напрямів поліпшення економічних та екологічних показників ДВЗ є використання методу регулювання потужності за рахунок зміни робочого об'єму двигуна. Поліпшення паливної економічності при цьому досягає більше 30%..[2].

Відсутність на сьогоднішній день працездатних зразків автомобільних двигунів з регулюванням робочого об'єму обумовлена, насамперед, конфліктом між поліпшенням економічних показників і ускладненням конструкції і погіршенням масогабаритних характеристик двигунів.

Перспективною конструкцією двигуна зі змінюваним робочим об'ємом, за рахунок відключення циліндрів шляхом зупинки поршню, є безшатунний ДВЗ з кривошипно-шатунним силовим механізмом [2].