

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](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](mailto: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](mailto: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](mailto:nebitnekrashen2017@gmail.com)

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

Тому дослідження механізму відключення циліндрів у безшатунному двигуні є актуальним. Основними конструктивними вузлами механізму модульного вимкнення циліндрів є (рис. 1): вузол Б блокування штока, вузол А керування блокуванням штока.

Функція вузла блокування (ВБ) полягає в з'єднанні та розриві, жорсткого кінематичного зв'язку між штоком і кулісою. Вузол керування (ВК) містить у собі власне реверсивний гідродвигун з обмеженим ходом (виконавчий механізм) і циліндричний золотниковий розподільник (ЗР), під'єднаний до блоку керування двигуна. Одним з основних параметрів ЗР є характеристика зміни площі перерізу отвору під час переміщення золотника, характер якої, по перше, безпосередньо впливає на швидкість ЗР, і по друге, на характер зміни самої швидкості.

Метою аналітичних досліджень є визначення характеристики золотникового розподільника, зокрема, його швидкості – часу спрацьовування залежно від конструктивних параметрів, таких як перетин вікна, швидкість переміщення золотника, сила тяжіння електромагніта у функції часу та ін.

Досягнення мети передбачає виконання наступних завдань: визначення розрахунковим і експериментальним шляхом характеристики золотникового розподільника, зокрема, його швидкості – часу спрацьовування залежно від конструктивних параметрів, таких як перетин вікна, швидкість переміщення золотника, сила тяжіння електромагніта у функції часу та.

Об'єктами досліджень є експериментальні зразки електромагніта і золотникового розподільника, а також безшатунний двигун.

Загальний вигляд золотникового розподільника показано на рис. 2.

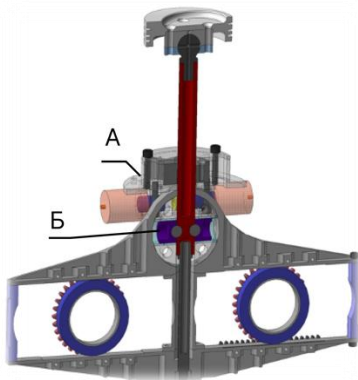


Рисунок 1 – 3d-модель механізму модульного вимкнення циліндрів

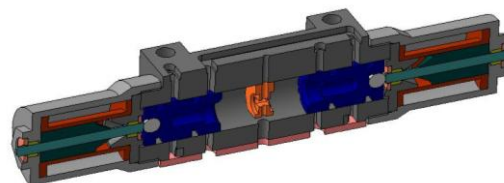


Рисунок 2 – 3d-модель золотникового розподільника

За знайденим значенням  $x(t)$  можна визначити закони зміни прохідного перерізу вікна і секундної витрати оливи через золотниковий розподільник. Для отримання залежності  $x(t)$  попередньо визначимо невідомий закон зміни швидкості  $v$  золотника з плином часу  $t$ , тобто  $v=f(t)$ . Завдання полягає в складанні диференціального рівняння прямолінійного руху повзуна. Сила  $F$  складається з таких сил (рис. 3).

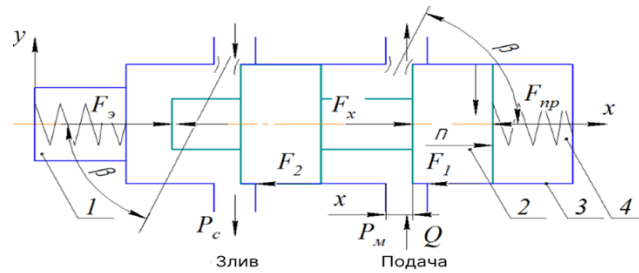


Рисунок 3 – Схема до визначення переміщення золотника  $x(t)$   
 1 – електромагніт; 2 – повзун; 3 – корпус ЗР; 4 – пружина повернення;  
 $n$  – напрям переміщення золотника

Таким чином

$$m \frac{dv}{dt} = F_e + F_x - F_{np} - F_1 - F_2, \quad (1)$$

де  $dv/dt$  – прискорення повзуна, що рухається;  $F$  – результуюча сила, що діє на золотник у напрямку руху;  $F_e$  – сили електромагніту;  $F_{np}$  – сили опору пружини;  $F_1, F_2$  – сил тертя;  $F_x$  – осьової сили потоку на золотник.

Сила  $F_e$  електромагніту. Вигляд формули, що визначає залежність між змінними  $F_e$  та  $\delta$  (де  $\delta$  – зазор між якорем і осердям електромагніта, або хід золотника), отримуємо на підставі результатів дослідів [3].

$$F_e = A(X_0 - x)^a \quad (2)$$

Де із дослідних даних:  $X_0=7.5$ ;  $A=45/X_0^a$ ;  $a=3.0$

Силу  $F_x$  можна визначити за формулою

$$F_x = 2q\rho_m \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_m}} \cos\beta \quad (3)$$

де  $\Delta p$  – перепад тиску в золотниковому вікні, Па;  $Q$  – секундна об'ємна витрата через вікно ЗР, м<sup>3</sup>/с;  $\rho_m$  – щільність масла, кг/м<sup>3</sup>;  $B$  – кут відхилення потоку у вікні, град.

Витрата масла через вікно

$$ZP = \mu \cdot s \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_m}}, \quad (4)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати вікна,  $s$  – змінна площа вікна.

Сила  $F_{np}$  пружини з лінійною характеристикою дорівнює

$$F_{np} = c(x + x_0). \quad (5)$$

де  $c$  – жорсткість пружини, Н/м;  $x_0$  – попереднє стиснення пружини в момент початку відкриття вікна.

Сили  $F_1$  та  $F_2$  тертя будемо вважати рівними. Ці сили обчислюються за формулою:

$$F_1 = F_2 = f \cdot F_y. \quad (6)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання;  $F_y$  – нормальна сила потоку масла на золотник.  
Цю силу знайдемо по формулі

$$F_x = 2q\rho_m \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_m}} \sin\beta \quad (7)$$

Маса  $m$  системи

$$m = m_3 + \frac{1}{3} m_{пр} \quad (8)$$

де  $m_3$  – маса золотника;  $m_{пр}$  – маса пружини

Швидкість золотника.

$$v(t) = S_p(t), \quad (9)$$

Переміщення золотника в розглянутий момент часу

$$x(t) = \int_0^t v(t) dt \quad (10)$$

Переміщення золотника, що відповідає куту повороту колінчастого вала

$$x(\varphi_1) = v \frac{\varphi_1}{\omega} \quad (11)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість колінчастого вала,  $c^{-1}$ ;  $\varphi_1$  – кут повороту колінчастого вала в радіанах

На рис. 3. наведено графіки залежностей  $x(t)$  і  $x(\varphi_1)$

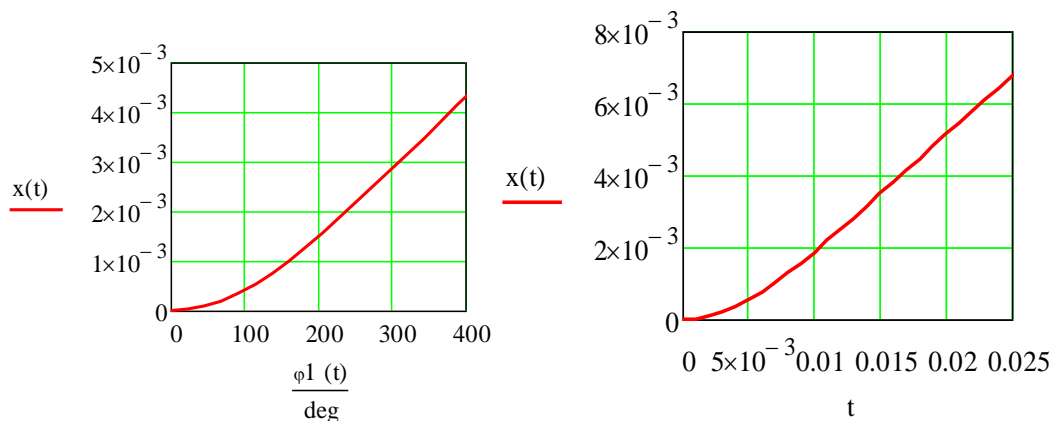


Рис. 3. Залежність переміщення золотника  $x$  від часу  $t$  (с) і кута повороту колінчастого вала в градусах

### Висновки.

В результаті проведених досліджень уточнено математичну модель та запропоновано диференціальне рівняння переміщення золотника  $x(t)$ .

### 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. Міщенко М.І. Нетрадиційні малорозмірні двигуни внутрішнього згоряння. У 2-х томах. Т. 1. Теорія, розробка та випробування нетрадиційних двигунів внутрішнього згоряння. – Донецьк: "Лебідь", 1998 – 228 с.

3. Міщенко М.І. Деякі результати досліджень вимкнення циліндрів в автомобільному бензиновому двигуні внутрішнього згоряння / М.І. Міщенко, В.С. Шляхов, Ю.В. Юрченко, А.С. Корольова, В.Г. Заренбін, Т.М. Колесникова // Вісник НТУ збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування і транспорт. 2013. – Вип. 142. – С. 84-87.

## **АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ ВЗАЄМОДІЇ З ГРУНТОМ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ МАШИН ДЛЯ БЕЗТРАНШЕЙНОГО ПРОКЛАДАННЯ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ МЕТОДОМ ПРОТЯГУВАННЯ**

**Кравець Святослав Володимирович**, докт. техн. наук, каф. будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин і обладнання, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: [s.v.kravets@nuwm.edu.ua](mailto:s.v.kravets@nuwm.edu.ua), ORCID: [0000-0003-4063-1942](https://orcid.org/0000-0003-4063-1942)

**Супонєв Володимир Миколайович**, докт. техн. наук, професор каф. БДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [v-suponev@ukr.net](mailto:v-suponev@ukr.net), ORCID: [0000-0001-7404-6691](https://orcid.org/0000-0001-7404-6691)

**Рагулін Віталій Миколайович**, канд. техн. наук, доцент каф. БДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [ragulinrvn@ukr.net](mailto:ragulinrvn@ukr.net), ORCID: [0000-0003-2083-4937](https://orcid.org/0000-0003-2083-4937)

**Ярижко Олександр Володимирович**, канд. техн. наук, доцент каф. БДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [yaryzko@gmail.com](mailto:yaryzko@gmail.com), ORCID: [0000-0001-6398-8472](https://orcid.org/0000-0001-6398-8472)

**Понікаровська Світлана Володимирівна**, старший викладач, каф. ІМ., Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [inmov.department@gmail.com](mailto:inmov.department@gmail.com), ORCID: [0000-0001-9432-402X](https://orcid.org/0000-0001-9432-402X)

Серед існуючих технологій безтраншейного прокладання інженерних комунікацій широко поширені технології створення горизонтально спрямованих свердловин в ґрунті з використанням такої технології розробки свердловин, як продавлювання. Вона полягає у силовому задавлюванні в ґрунт сталеві труби з відкритим торцем. Перевагою цієї технології є те, що майже увесь вибраний ґрунт поступає в середину труби, а не ущільнюється в боки, як це відбувається при проколі ґрунту робочими органами конічно-циліндричної форми. Також відсутність напруженого стану ґрунту навколо свердловини надає можливість створювати свердловини великого діаметру на незначній глибині, або відстані від поверхні доріг або прилеглих комунікацій.

Наряду таких суттєвих переваг цей метод має і свої недоліки. Першим є необхідність видалення ґрунту на зовні. Якщо це робити желонкою, то процес