



УДК 629.113/.115;534.836.2;621.43.65

- © В.В. Федоров, канд. техн. наук, доцент,
- © Д.С. Іллющенко (НТУ)

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПОРШНЕВОГО ГЛУШНИКА З КОМПЕНСАТОРОМ

Анотація. Розроблена математична модель поршневого глушника шуму відпрацьованих газів двигуна внутрішнього згорання, яка описує роботу останнього залежно від параметрів головного циліндра та циліндра компенсатора, параметрів відпрацьованих газів двигуна внутрішнього згорання, а також швидкодії всіх заслінок. В описаній моделі було розглянуто три основних варіанти. Представлена математична модель дасть змогу ефективно боротися із зовнішнім шумом автомобіля, і таким чином покращити стан довкілля.

Ключові слова: автомобіль, двигун внутрішнього згорання, відпрацьовані гази, шум, джерело шуму, глушник шуму, заслінка, акустична ефективність, довкілля.

Аннотация. Разработана математическая модель поршневого глушителя шума отработанных газов двигателя внутреннего сгорания, описывающая работу последнего в зависимости от параметров основного цилиндра и цилиндра компенсатора, параметров отработанных газов двигателя внутреннего сгорания, а также быстродействия заслонок. В данной модели было рассмотрено три основных варианта. Данная модель позволит эффективно бороться с внешним шумом автомобилей, тем самым улучшив состояние окружающей среды.

Ключевые слова: автомобиль, двигатель внутреннего сгорания, отработанные газы, шум, источник шума, глушитель шума, заслонка, акустическая эффективность, окружающая среда.

Annotation. The mathematical model of the piston silencer for the exhaust gases' noise of an internal combustion engine was introduced. This model describes how the silencer works depending on the parameters of main and compensating cylinders, parameters of exhaust gases internal combustion engine and the speed of all flaps. All three general variants were reviewed within the model. Therefore it will be useful in efficient compensation of an external automobiles' noise helping to improve the ecology of surrounding nature.

Key words. Automobile, internal combustion engine, burnt gas, noise, noise origin, flap, acoustic efficiency, environment.

Вступ

Не дивлячись на здешевлення палива у доларовому еквіваленті, враховуючи економічні кризи, можна однозначно зробити висновок про актуальність проблеми покращання економічності автотранспортних засобів (далі – автомобілів) в Україні.

У низці робіт було доведено шкідливість шуму, а у роботі [1] також доведено і той факт, що акустично ефективний глушник шуму відпрацьованих газів ДВЗ забирає досить високу частку потужності двигуна. У роботі [2] розглянуто відомий поршневий глушник [3], у якому використовується вдосконалений компенсатор, конструкція якого захищена патентом на винахід [4] (рис. 1).

У цій роботі буде розглянута математична модель роботи поршневого глушника з вдосконаленим компенсатором, яка доведе дієздатність даного глушника.

Основна частина

Поставлене завдання доцільно розділити на дві частини. У першій – визначимо моменти відкриття та закриття всіх заслінок у залежності від руху основного поршня. У другій – визначимо параметри компенсатора, такі як характер руху поршня та об'єм головного циліндра, необхідний для його нормальної роботи. Очевидно, що це залежатиме від розв'язку першої частини завдання.

1. Робота заслінок та рух поршня головного циліндра

Нехай робочий хід поршня головного циліндра L . Оцінимо відстань Δl_0 , яку проходить поршень за час t відкриття або закриття заслінки (в наближенні, що рух поршня протягом цього процесу рівномірний). Якщо швидкість поршня:

$$v_n = L \frac{n}{120K}, \quad (1)$$

то

$$\Delta l_0 = v_n t = L \frac{tn}{120K}, \quad (2)$$

де n – швидкість обертання двигуна, $K = \frac{V_{zt}}{V_{об}}$.

Як приклад, зробимо розрахунок для $n = 3000$ хв⁻¹. У результаті маємо значення:

$$\Delta l_0 = 0,5 \frac{L}{K} \text{ для } t = 20 \text{ мс,}$$

$$\Delta l_0 = \frac{L}{K} \text{ для } t = 40 \text{ мс,}$$

тобто за час закриття заслінки поршень пройде $\frac{1}{K}$ частину від повного робочого ходу (відповідно, $\frac{1}{2K}$ частину за час відкриття).

Цей результат показує, що необхідно мінімізувати часові проміжки між послідовними спрацьовуваннями

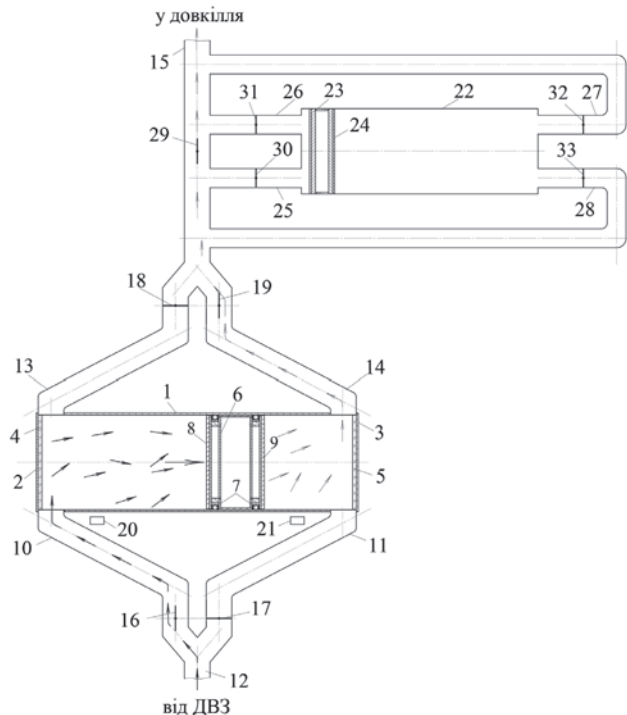


Рис. 1. Поршневі глушник шуму з вдосконалим компенсатором:

1 – циліндр; 2, 3 – торцеві кришки; 4, 5, 8, 9, 24 – звукопоглинаючі диски; 6 – поршень головного циліндра; 7 – сепаратор; 10, 11 – вхідні патрубки; 12, 15 – впускний та випускний патрубки відповідно; 13, 14 – вихідні патрубки; 16 – 19, 29-33 – заслінки; 20, 21 – датчики положення; 22 – циліндр компенсатора; 23 – поршень компенсатора; 25-28 – патрубки

заслінок. Зокрема доцільно, щоб відкриття заслінок 30 і 32 починалося одночасно із закриттям заслінки 29, оскільки останній процес є більш тривалим.

Зазначимо, що послідовність роботи заслінок, включаючи часові проміжки між їх спрацьовуваннями, є фіксованою і не залежить від руху поршня. Вона може бути такою:

I. Відкриття заслінок 30 і 32 починається одночасно із закриттям заслінки 29; поршень 23 компенсатора приходить в рух.

II. Одразу ж після повного закриття заслінки 29 відбувається одночасне спрацьовування заслінок 17 і 18 (відкриття) та 16 і 19 (закриття); відбувається гальмування основного поршня 6.

III. Одразу ж після повного закриття заслінок 16 і 19 відбувається одночасне відкриття заслінки 29 та закриття заслінок 30 і 32, що спричиняє гальмування поршня 23.

Зуваження! Спрацьовування заслінок 31 і 33 на цьому етапі не потрібне, вони працюють точно так само, як заслінки 30 і 32, тільки при зворотному ході поршня 23; (взагалі, рухи поршнів 6 і 23 не обов'язково мають бути синхронізованими між собою).

Далі процес повторюється, тільки вже при зворотному ході поршня.

Таким чином бачимо, що для правильної роботи всієї системи заслінок варто визначити лише початок спрацьовування (закриття) заслінки 29, при якому забезпечувалось би своєчасне гальмування поршня.

Для оцінки ефективності гальмування поршня на різних етапах розглянемо декілька простих моделей. Передусім необхідно зазначити, що гальмування поршня протягом етапу (I) неефективне, оскільки, з одного боку, існує відтік газів у атмосферу через недо-закрити заслінку 29, а з другого – постійне надходження відпрацьованих газів зліва від поршня. Аналогічна ситуація має місце і протягом переважної частини етапу (II). Тому для спрощення розгляду наступних моделей зробимо припущення, що всі заслінки закриваються миттєво (момент остаточного закриття).

2. Модель 1 роботи клапанів та руху поршня головного циліндра

Поршень масою m_n і площею S_n вільно рухається в циліндрі зі швидкістю v_n під постійним тиском p_0 зліва. Заслінка встановлена одразу на виході з циліндра (рис. 2).

У момент часу, коли поршень перебуває на відстані l_1 від торця циліндра, заслінка закривається і поршень починає гальмувати. Знайдемо відстань l_2 , на якій відбудеться повна зупинка поршня. Гальмівний шлях поршня в цьому випадку $\Delta l = l_1 - l_2$.

З огляду на малий час гальмування поршня стискування газу в циліндрі буде близьким до адіабатного, що описується рівнянням:

$$p_1 V_1^\gamma = p_2 V_2^\gamma \text{ або } p V^\gamma = \text{const}, \quad (3)$$

де γ – показник адіабати.

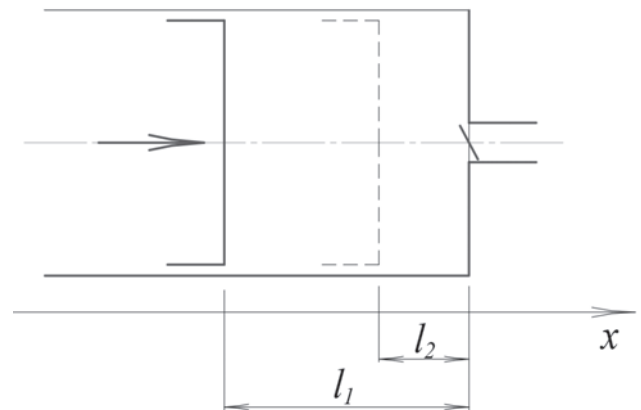


Рис. 2. До моделі 1 роботи заслінок та руху поршня головного циліндра

Тоді в будь-якому положенні поршня l тиск у правій частині буде:

$$p = p_0 \left(\frac{V_1}{V} \right)^\gamma, \quad (4)$$

а гальмівна сила, що діє на поршень:

$$F = S_n (p - p_0) = S_n p_0 \left[\left(\frac{V_1}{V} \right)^\gamma - 1 \right] = S_n p_0 \left[\left(\frac{l_1}{l} \right)^\gamma - 1 \right]. \quad (5)$$

Під дією цієї сили поршень буде гальмувати з прискоренням:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2 l}{dt^2} = - \frac{F}{m_n} = - \frac{S_n p_0}{m_n} \left[\left(\frac{l_1}{l} \right)^\gamma - 1 \right]. \quad (6)$$



Для досягнення поставленої мети (знаходження гальмівного шляху) нам необхідно розв'язати, з урахуванням початкових умов, систему диференціальних рівнянь, які описують рух поршня в циліндрі:

$$dl = -vdt, \quad dv = a dt = -\frac{S_n p_0}{m_n} \left[\left(\frac{l_1}{l} \right)^\gamma - 1 \right] dt \quad (7)$$

3. *Модель 2 роботи клапанів і руху поршня головного циліндра*

Поршень масою m_n і площею S_n вільно рухається в циліндрі зі швидкістю v_n під постійним тиском p_0 зліва. На виході з циліндра, а на кінці трубопроводу довжиною l_t та діаметром d (рис. 3). При цьому не має істотного значення, впускний це трубопровід чи випускний.

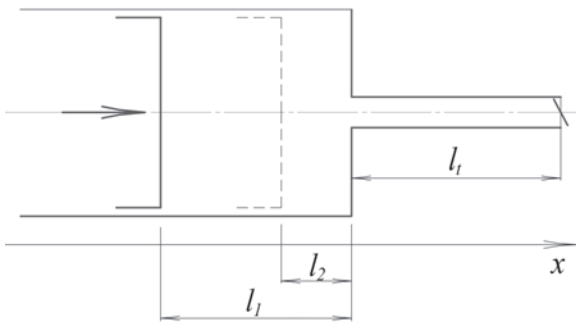


Рис. 3. До моделі 2 роботи заслінок та руху поршня головного циліндра

Тоді при розгляді стану газу до об'єму циліндра у рівняннях (3) – (5) потрібно додавати об'єм трубопроводу, тобто:

$$p = p_0 \left[\frac{V_1 + V_t}{V + V_t} \right]^\gamma = \left[\frac{l_1 + \left(\frac{d}{D} \right)^2 l_t}{l + \left(\frac{d}{D} \right)^2 l_t} \right]^\gamma, \quad (8)$$

де d і D – діаметри відповідно трубопроводу та циліндра.

Із врахуванням такого перетворення система диференціальних рівнянь (7) матиме вигляд:

$$dl = -vdt, \quad dv = -\frac{S_n p_0}{m_n} \left[\left(\frac{l_1 + \left(\frac{d}{D} \right)^2 l_t}{l + \left(\frac{d}{D} \right)^2 l_t} \right)^\gamma - 1 \right] dt \quad (9)$$

4. *Модель 3 роботи клапанів та руху поршня головного циліндра*

Поршень масою m_n і площею S_n вільно рухається в циліндрі зі швидкістю v_n під постійним тиском p_0 зліва. Заслінка встановлена як і в моделі 2. Трубопровід має загальну довжину l_t та діаметр d (рис. 4).

Надходження відпрацьованих газів справа від циліндра можна змоделювати як зменшення робочого об'єму з постійною швидкістю, яка задається формулою (1). Дане припущення є цілком обґрунтованим,

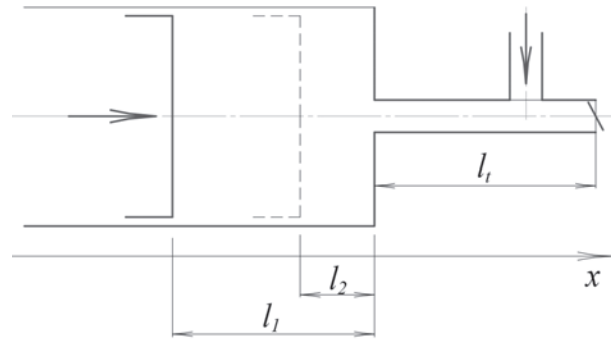


Рис. 4. До моделі 3 роботи заслінок та руху поршня головного циліндра

оскільки рух поршня зумовлений тими ж газами. З урахуванням такої моделі рівняння стану (8) зміниться до вигляду:

$$p = p_0 \left[\frac{V_1 + V_t}{V + V_t} \right]^\gamma = \left[\frac{l_1 + \left(\frac{d}{D} \right)^2 l_t}{l + \left(\frac{d}{D} \right)^2 l_t - v_n t} \right]^\gamma, \quad (10)$$

а система диференціальних рівнянь руху (9) матиме вигляд:

$$dl = -vdt, \quad dv = -\frac{S_n p_0}{m_n} \left[\left(\frac{l_1 + \left(\frac{d}{D} \right)^2 l_t}{l + \left(\frac{d}{D} \right)^2 l_t - v_n t} \right)^\gamma - 1 \right] dt, \quad (11)$$

Зазначимо, що саме модель 3 варто взяти за основу, оскільки дана ситуація має місце наприкінці стадії (II), коли гальмування поршня стає дійсно ефективним.

Висновки

Таким чином, розроблено математичну модель роботи поршневого глушника з вдосконалим компенсатором, розглянуто три варіанти даної моделі та зроблено висновки по кожному з варіантів. Представлена математична модель довела працездатність поршневого глушника з компенсатором, показала взаємозв'язок між такими параметрами глушника як діаметри, маси головного циліндра і циліндра компенсатора, фізичних властивостей відпрацьованих газів, а також швидкодії відкривання-закривання заслінок.

ЛІТЕРАТУРА

1. Федоров В.В., Ілющенко Д.С. Глушник шуму “Поршневий-плюс” з компенсатором як засіб підвищення паливної економічності // “Автошляховик України”. – 2012. – № 2. – С. 20-22.
2. Глушник шуму “поршневий-плюс” із вдосконалим компенсатором як засіб підвищення паливної економічності автомобілів // “Автошляховик України”. – 2014. – № 5. – С. 15-19.
3. Федоров В.В. Спосіб глушіння шуму відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згорання та пристрій для його здійснення. Патент на винахід № 90816, бюлетень “Промислова власність” № 10, 25.05.2010 р.
4. Федоров В.В., Ілющенко Д.С. Глушник шуму. Патент на винахід № 103571, бюлетень “Промислова власність” № 20, 25.10.2013 р.