

серийных зондов при их штатном расположении в коллекторе. В качестве примера можно привести зонды типа LSU4 d3, которые оснащены двойными защитными колпачками и имеют малые размеры отверстий для прохода газов.

Заключение

1. Использование переходников для установки лямбда-зондов в коллекторах высокофорсированных ДВС позволит избежать их перегрева при максимальных нагрузках двигателя. Температуры газов у чувствительного элемента зонда могут быть снижены на 150 – 250 градусов благодаря теплоотводу через тело переходника.

2. Переходники обеспечивают защиту поверхности зонда от загрязнений, поэтому их рационально использовать с относительно недорогими зондами, не имеющих двойных защитных колпачков.

3. Расчеты показали, что скорость газов во внутренней полости зонда, при его установке в переходнике, может составлять 15% – 20% от средней скорости потока в канале. Такие же скорости газов

имеют место в полостях некоторых датчиков, при штатном размещении в коллекторе.

4. Численная модель, реализованная с помощью CFD пакета Flow Vision, дала возможность оптимизировать конструкции переходников и определить направления для дальнейших экспериментальных исследований и инженерных разработок.

5. Эффективность предлагаемого конструктивного решения и результаты численного моделирования подлежат экспериментальной проверке.

Список литературы:

1. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен / Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. – М.: Мир, 1990. – 384 с.
2. Система моделирования движения жидкости и газа FlowVision. Версия 2.3 Руководство пользователя. – М.: ООО «Тесис», 2006. – 311 с.
3. Installation Instructions for 30-2301 Single O2 Sensor Controller. 2006. – ADVANCED ENGINE MANAGEMENT, INC. [WWW.URL](http://www.aempower.com). [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.aempower.com>.
4. Fast response air-to-fuel ratio measurements using a novel device based on a wide band lambda sensor. S Regitz et al 2008. Meas. Sci. Technol. 19 075201 (10pp) doi: [10.1088/0957-0233/19/7/075201](https://doi.org/10.1088/0957-0233/19/7/075201).

УДК 621.43.056

М.І. Міщенко, д-р техн. наук, В.Г. Заренбин, д-р техн. наук, Т.М. Колеснікова, інж., Ю.В. Юрченко, асп., В.А. Курмаз, студ.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ВПУСКУ В БЕНЗИНОВОМУ ДВИГУНІ З РІЗНИМИ СПОСОБАМИ РЕГУЛЮВАННЯ НАВАНТАЖЕННЯ ТА СТУПЕНЯ СТИСКУ

Вступ

Для рішення проблеми зниження витрати палива й викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами автомобільних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) багатьох закордонних двигунобудівних фірм й організацій ведуть теоретичні й дослідно-конструкторські роботи зі створення двигунів з різними способами регулювання ступеня стиску й навантаження двигуна. Більшість із відомих на сьогодні технічних рішень у цьому напрямку торкають базовий силовий механізм двигуна - кривошипно-шатунний механізм (КШМ). Однак традиційний КШМ не може кардинально вирішити задачу регулювання ступеня стиску й навантаження двигуна, не порушуючи балансу між паливною економічністю з одного боку, і з іншого боку - вартістю й масогабаритними показниками двигуна.

У результаті багаторічних науково-дослідних робіт, проведених в АДІ ДонНТУ, створений безша-

тунний бензиновий двигун із кривошипно-кулісним механізмом (ККМ) [1], у якому реалізований змінний ступінь стиску.

Автори даної статті представили спільне дослідження з виконання теоретичних розрахунків процесу впуску чотиритактного бензинового двигуна з різними способами регулювання ступеня стиску й навантаження.

Постановка задачі

Вивченню процесів газообміну ДВЗ присвячена велика кількість робіт відомих авторів: А.С. Орліна, М.Г. Круглова, М.С. Ховаха, Н.М. Глаголева, І.М. Леніна, Р. Бенсона, Г. Ліста, О. Лутца й інших. В останні роки роботи з вивчення процесів у впускних системах одержали подальший розвиток у зв'язку із широким використанням у практиці дослідницьких робіт ЕОМ. До таких досліджень можна віднести роботи В.Г. Дяченко [2], С.А. Глаговського [3], Т.М. Колеснікової [4] й інших.

У цих дослідженнях вирішуються багато важливих теоретичних і практичних проблем. Однак зазначені роботи ускладнюють можливість розрахункового визначення оптимальних (з погляду забезпечення максимального наповнення циліндра свіжим зарядом) параметрів впускного трубопроводу при різних способах регулювання ступеня стиску й навантаження двигуна.

Мета роботи - розробка математичної моделі

одного з елементів впускної системи, а саме - впускного трубопроводу стосовно до чотиритактного бензинового двигуна зі змінним ступенем стиску й різними способами регулювання навантаження.

Модель впускного трубопроводу

Розглянемо розрахунковий впускний трубопровід 2 (рис. 1), у якому розташовані дросельна заслінка 3 і дифузор 1. У двигуні із впорскуванням палива дифузор відсутній.

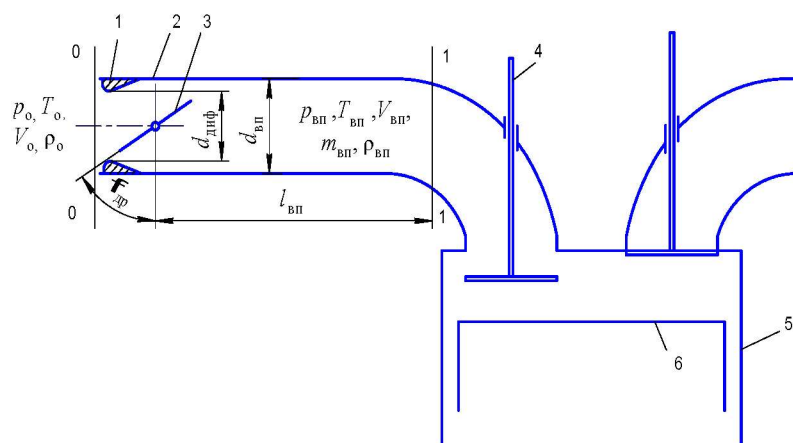


Рис. 1. Розрахункова модель впускної системи двигуна:
1 – дифузор; 2 – впускний трубопровід; 3 – дросельна заслінка;
4 – впускний клапан; 5 – циліндр; 6 – поршень

Виберемо в розглянутому впускному трубопроводі два характерних перерізи: переріз 0 – 0 вибираємо на достатній відстані від вхідного отвору впускного трубопроводу, де швидкість повітря може бути прийнята рівною нулю $v_0 = 0$, а тиск дорівнює атмосферному p_0 ; переріз 1 – 1 приймаємо безпосередньо перед впускним клапаном.

Кінцевим розрахунком впускного трубопроводу є визначення параметрів потоку свіжого заряду: тиску $p_{вп}$ і температури $T_{вп}$ перед впускним клапаном (на вході в циліндр) у функції навантаження, ступеня стиску, частоти обертання вала двигуна та підігріву суміші у впускному трубопроводі. Величини $p_{вп}$ і $T_{вп}$ являють собою середні (умовні) термодинамічні параметри у впускному трубопроводі в момент початку впуску. Це завдання вирішуємо методами термодинаміки й газодинаміки.

З курсу термодинаміки відомо, що при дроселюванні ентальпія ідеального газу не змінюється, тому, приймаючи повітря за ідеальний газ, можна вважати, що температура його до дроселювання й після нього залишається незмінною. Виходячи зі сказаного, на ділянці трубопроводу між перерізом 0 – 0 і

дросельною заслінкою температуру повітря будемо вважати рівній температурі на вході в карбюратор T_0 . На ділянці ж між дросельною заслінкою й перерізом 1 – 1 відбувається підігрів від стінок впускного трубопроводу суміші, що утворилася в карбюраторі, до температури $T_{вп}$.

На підставі обробки експериментальних даних [5, 6], отримана апроксимуюча залежність підігріву суміші у впускному трубопроводі в момент її надходження в циліндр від ступеня дроселювання

$$\left. \begin{aligned} \Delta T_{вп} &= -3,2 \cdot 10^{-3} \varphi_{др}^2 + 12, & 0 \leq \varphi_{др} \leq 25; \\ \Delta T_{вп} &= -12 \lg \varphi_{др} + 26,77528, & 25 \leq \varphi_{др} \leq 100 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де $\Delta T_{вп}$ – підігрів свіжого заряду у впускному трубопроводі, К; $\varphi_{др}$ – кут відкриття дросельної заслінки, %.

Автори роботи [5] експериментально встановили, що температура суміші перед впускним клапаном з ростом частоти обертання колінчастого вала змінюється незначно. Тому в розрахунках зв'язок температури у впускному трубопроводі з навантаженням двигуна будемо визначати залежністю (1). При

цьому не враховується залежність $T_{вп} = f(n)$ і зневажається зниження температури $T_{вп}$ внаслідок випару палива у впускному трубопроводі. Останнє допущення можна пояснити тим, що в порівнюваних між собою двигунах передбачається однаковий склад горючої суміші.

Тиск суміші у впускному трубопроводі

Тиск суміші на вході в циліндр (перед впускним клапаном) дорівнює

$$P_{вп} = P_0 - \Delta p_{вп} \quad (2)$$

Тут $\Delta p_{вп}$ – сумарні втрати тиску у впускному трубопроводі між перерізами 0 – 0 і 1 – 1

$$\Delta p_{вп} = \Delta p_{труб} + \Delta p_{др} + \Delta p_{диф} \quad (3)$$

де $\Delta p_{труб}$, $\Delta p_{др}$, $\Delta p_{диф}$ – втрати тиску від гідравлічних опорів відповідно в трубопроводі, дросельній заслінці й дифузори.

Таким чином, основним завданням при аеродинамічному розрахунку впускної системи на ділянці між перерізами 0 – 0 і 1 – 1 є визначення втрат тиску, які обчислюються для елементів карбюратора ($\Delta p_{др}$, $\Delta p_{диф}$) і впускного трубопроводу ($\Delta p_{труб}$).

Втрати тиску на ділянці потоку між перерізами 0 – 0 і 1 – 1 включають два види: 1) втрати від гідравлічних опорів по довжині потоку й 2) від місцевих опорів. На розглянутій ділянці впускного трубопроводу є два місцевих опори, а саме: дифузор карбюратора й дросельна заслінка.

Втрати тиску на тертя по довжині впускного трубопроводу між дросельною заслінкою й перерізом 1 – 1 обчислюють по формулі Дарсі [7].

$$\Delta p_{труб} = \lambda_{вп} \frac{l_{вп}}{d_{вп}} \rho_{вп} \frac{v_{вп}^2}{2} \quad (4)$$

де $\lambda_{вп}$ – коефіцієнт Дарсі, що характеризує опір руху потоку по довжині впускного трубопроводу; $l_{вп}$ – довжина розглянутої ділянки потоку у впускному трубопроводі; $d_{вп}$ – внутрішній діаметр трубопроводу; $v_{вп}$ – середня по перерізі швидкість руху заряду у впускному трубопроводі; $\rho_{вп}$ – середня густина заряду в трубопроводі.

Універсальною формулою коефіцієнта опору тертя, що враховує одночасно число Рейнольдса й шорсткість стінок, є формула А.Д. Альдшуля [7]

$$\lambda_{вп} = 0,11 \left(\frac{68}{Re_{вп}} + \frac{k_{ш}}{d_{вп}} \right)^{0,25} \quad (5)$$

де $Re_{вп}$ – число Рейнольдса у трубопроводі.

Дросельна заслінка

Зв'язок відкриття дросельної заслінки $\phi_{др}$ із навантаженням двигуна, обумовленим відносно величиною λ_N , і частотою обертання n вала двигуна може бути визначена на підставі експериментальних даних існуючих бензинових ДВЗ. На рис. 2 наведені графіки сімейства кривих $\phi_{др} = f(\lambda_N, n)$, осереднених методом найменших квадратів для ряду двигунів. Як видно, графіки подібні до кривих, що відповідають рівнянню загального виду $y = x^{m(n)}$, і мають точки сходу в полюсі P і кінці координат. Показник степеня має вигляд $m = B \cdot z^a$.

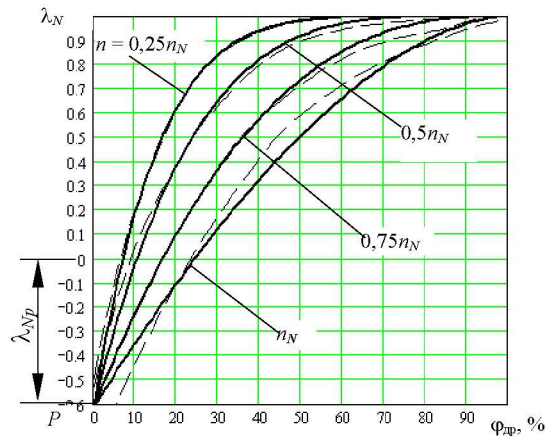
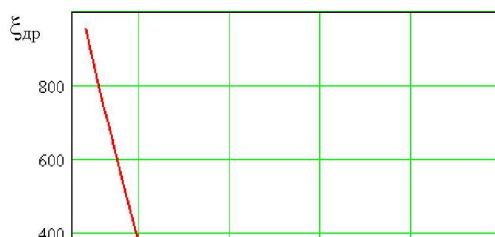


Рис. 2. Сімейство по частоті обертання n : --- з дослідних даних бензинових чотиритактних ДВЗ; — з розрахункових даних за рівнянням (6); λ_N – відносне навантаження; $\phi_{др}$ – кут відкриття дросельної заслінки; n_N – частота обертання при номінальній потужності; λ_{Np} – середньоарифметичний полюс

У нашій випадку шукана емпірична залежність λ_N від $\phi_{др}$ і n представлена системою рівнянь

$$\begin{cases} \lambda_N = 1 - A(100 - \phi_{др})^{m_{др}}; \\ m_{др} = B(n_N - n)^a + m_{дрN}; \\ A = \frac{1 - \lambda_{Np}}{100^{m_{др}}}, \end{cases} \quad (6)$$

де A – змінне число, що залежить від частоти обертання вала й кута відкриття дросельної заслінки; B – постійна величина; λ_{Np} – середньоарифметичний полюс, дорівнює ординаті точки P ; $m_{дрN}$ – показник степеня при номінальній частоті обертання n_N ; $m_{др}$ – показник степеня, що залежить від частоти обертання колінчастого вала.



$$\Delta p_{др} = \sigma_{др} c_0 \frac{v_{ВП}^2}{2}. \quad (9)$$

Швидкість свіжого заряду у впускному трубопроводі може бути знайдена з рівняння витрати газу

$$v_{ВП} = \frac{4G_{вх}}{\rho d_{ВП}^2 c_{ВП}}. \quad (10)$$

Тут секундна масова витрата повітря $G_{вх}$ через впускний трубопровід для чотиритактного двигуна визначається для часткового навантаження та різних ступенях стиску.

Дифузор карбюратора

Для визначення місцевих втрат $\xi_{диф}$ будемо розглядати дифузор карбюратора, що складає із двох частин: конфузора – труба, що постійно звужується (ПЗТ) і власно дифузора – труба, що поступово розширюється (ПРТ).

Втрати тиску в ПРТ дорівнюють сумі місцевих втрат (на розширення) і втрат на тертя по довжині l_d

$$\Delta p_d = \Delta p_{расш} + \Delta p_{l_d}. \quad (11)$$

Втрати при розширенні потоку можна знайти по формулі Борда [8], виведеної на підставі рівняння Бернуллі й теореми імпульсу сил,

$$\Delta p_{расш} = c_0 \frac{(v_{диф} - v_{ск})^2}{2},$$

де $v_{диф}$ – швидкість повітря на вході в ПРТ (у мінімальному перерізі дифузора карбюратора); $v_{ск}$ – швидкість потоку на виході із ПРТ (у змішувальній камері карбюратора).

У формулі для $\Delta p_{расш}$ винесемо за дужки $\frac{v_{диф}^2}{2}$

й одержимо вид формули Вейсбаха для циліндричного трубопроводу

$$\Delta p_{расш} = \sigma_{расш} c_0 \frac{v_{диф}^2}{2}. \quad (12)$$

Тут коефіцієнт місцевого опору віднесений до швидкості $v_{диф}$ і дорівнює

$$\sigma_{расш} = \left(1 - \frac{v_{ск}}{v_{диф}}\right)^2.$$

З огляду на рівняння нерозривності

$$\sigma_{расш} = \left[1 - \left(\frac{d_{диф}}{d_{ск}}\right)^2\right]^2,$$

або

Рис. 3. Залежність місцевого опору $\xi_{др}$ від кута відкриття дросельної заслінки $\phi_{др}$

Величина λ_{Np} являє собою середньоарифметичне значення полюсів λ_{Npi} експериментальних кривих

$$\lambda_{Np} = \frac{1}{n_{кр}} \sum_1^n \lambda_{Npi},$$

де $n_{кр}$ – число дослідних кривих $\lambda_N = f(\phi_{др}, n)$.

Положення дросельної заслінки при холостому ході двигуна і різних частотах обертання вала

$$\phi_{др0} = 100 - A \frac{1}{m_{др}}, \%, \quad (7)$$

У бензиновому двигуні з кількісним регулюванням навантаження місцевий опір $\xi_{др}$ є функцією кута відкриття дросельної заслінки $\phi_{др}$. Задаючись рядом значень кута $\phi_{др}$ і визначаючи дослідним шляхом відповідні значення коефіцієнта місцевого опору $\xi_{др}$, була отримана емпірична залежність $\xi_{др} = f(\phi_{др})$ для експериментального двигуна

$$\left\{ \begin{array}{l} \xi_{др1-2} = 16,932(28,57 - \phi_{др})^{1,3} + 90, \\ 0 \leq \phi_{др} \leq 28,57\%; \\ \xi_{др2-3} = 5,327 \cdot 10^{-3} (57,14 - \phi_{др})^{6,3} + 10,8, \\ 28,57 < \phi_{др} \leq 57,14\%; \\ \xi_{др3-4} = 1,279 \cdot 10^{-3} (100 - \phi_{др})^{2,4} + 0,24, \\ 57,14 < \phi_{др} \leq 100\%. \end{array} \right. \quad (8)$$

Крива, побудована по отриманій залежності (7), наведена на рис.3 і являє собою характеристику ділянки впускного трубопроводу між дифузorzом і перерізом 1–1 при різних $\phi_{др}$.

Втрати тиску свіжого заряду в дросельній заслінці визначаємо по відомій формулі Вейсбаха [7]

$$\sigma_{расш} = \kappa_{см} \left[1 - \left(\frac{d_{диф}}{d_{ск}} \right)^2 \right]^2, \quad (13)$$

де $\kappa_{см}$ – коефіцієнт зм'якшення удару потоку, що залежить від кута конусності ПРТ α_d .

Згідно [8], при куті $\alpha_d < 20^\circ$ величина $\kappa_{см} \approx \sin \alpha_d$, тоді формула (10) для визначення втрат тиску на розширення в дифузори приймає остаточний вид

$$\Delta p_{расш} = \sin \beta_d \left[1 - \left(\frac{d_{диф}}{d_{ск}} \right)^2 \right]^2 c_0 \frac{v_{диф}^2}{2}. \quad (14)$$

Тут швидкість у мінімальному перерізі дифузора обчислюється зі співвідношення

$$v_{диф} = v_{вп} \left(\frac{d_{вп}}{d_{диф}} \right)^2. \quad (15)$$

Втрати тиску на тертя по довжині ПРТ визначаємо по формулі [8]

$$\Delta p_{l_d} = \frac{l_d}{16 \sin \frac{\beta_d}{2}} \left[1 - \left(\frac{d_{диф}}{d_{ск}} \right)^4 \right] c_0 v_{диф}^2. \quad (16)$$

Тут коефіцієнт Дарсі обчислюється по формулі А.Д. Альтшуля для середнього діаметра дифузора $d_{ср} = 0,5(d_{ск} + d_{диф})$ й шорсткості $\kappa_{ш}$

$$l_d = 0,11 \left(\frac{68}{Re_{диф}} + \frac{\kappa_{ш}}{d_{ср}} \right)^{0,25}, \quad (17)$$

де $Re_{диф}$ – число Рейнольдса в дифузори.

Загальні втрати тиску в конфузори визначаємо по формулі

$$\Delta p_{конф} = \sigma_{конф} c_0 \frac{v_{диф}^2}{2}, \quad (18)$$

де загальний коефіцієнт місцевого опору для конфузора можна визначити з вираження [9]

$$\sigma_{конф} = \sigma_{суж} \left[1 - \left(\frac{d_{диф}}{d_{ск}} \right)^2 \right] + \sigma_{тр}. \quad (19)$$

Тут $\xi_{суж}$ – коефіцієнт, що враховує втрати тиску на звуження, залежить від кута конусності конфузора α_k й відношення $l_k/d_{диф}$; $\xi_{тр}$ – коефіцієнт, що враховує втрати тиску на тертя в конфузори.

Як показує аналіз, у розрахунках конфузора можна округлено прийняти $\xi_{тр} = 0,003$.

Сумарні втрати тиску в дифузори карбюратора

$$\Delta p_{диф} = \Delta p_d + \Delta p_{конф}. \quad (20)$$

Висновки та напрями подальших досліджень

Розроблена математична модель для впускного трубопроводу забезпечує можливість аналізу впливу навантаження двигуна й ступеня стиску на параметри процесу впуску й, в остаточному підсумку, на показники термодинамічного циклу.

Для моделювання реальної роботи двигуна необхідно мати точні дані про зв'язок відкриття дросельної заслінки з відносним навантаженням, ступенем стиску й частотою обертання колінчастого вала при заданих термодинамічних і гідравлічних параметрах впускної системи. У представленій моделі були використані дані існуючих ДВЗ, а також результати експериментів, виконаних авторами статті.

У подальших дослідженнях необхідно вивчити вплив способів регулювання навантаження двигуна й ступеня стиску, а також вплив зміни як параметрів циклу, так і параметрів процесу впуску.

Список літератури:

1. Исследование и разработка экспериментального образца бесшатунного бензинового двигателя с переменной степенью сжатия: Отчет о НИР / Н. Мищенко, В. Новокрещенов, А. Химченко / Донецкий государственный технический университет. Автомобильно-дорожный институт. – № з/р 0197U009344. – Горловка, 1999. – 88 с.
2. Дьяченко В.Г. Газообмен в двигателях внутреннего сгорания: Учеб. пособие. / Дьяченко В.Г. – К.: УМК ВО, 1989. – 204 с.
3. Глаговский С.А. Использование динамических явлений во впускном тракте для улучшения показателей автомобильного карбюраторного двигателя: автореф. дис. на соиск. науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / С.А. Глаговский. – М., 1973. – 27 с.
4. Колеснікова Т.М. Математична модель процесу впуску в чотиритактному бензиновому двигуні з регульованим ступенем стиску / Т.М. Колеснікова // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч.1.: сб. наук. праць. – К.: НТУ, 2007. – Випуск 15. – С. 145 – 149.
5. Ленин И.М. Системы топливоподачи автомобильных и тракторных двигателей / Ленин И.М., О.И. Малашкин, Г.И. Самоль и др. – М.: Машиностроение, 1976. – 287 с.
6. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы / [Н.Х. Дьяченко, А.К. Костин, Б.П. Пугачев и др.]; под ред. Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1974. – 552 с.
7. Гидравлика и гидропривод / [Н.С. Гудилин, Е.М. Кривенко, Б.С. Маховиков и др.] – [3-е изд.] – М.: Изд-во Московского государственного горного университета, 2001. – 520 с.
8. Калищун В.И. Основы гидравлики и аэродинамики / В.И. Калищун, Е.В. Дроздов – М.: Стройиздат, 1980. – 247 с.
9. Гидравлика и гидропривод / [Г. Гейер, В.С. Дулин, А.Г. Боруменский и др.] – М.: Недра, 1970. – 302с.