

УДК 621.9

В. М. Нечипоренко

ПРИВОДИ СИСТЕМ ФУНКЦІОНУВАННЯ У СИЛОВИХ АГРЕГАТАХ СВІТОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Розглянуто основні типи приводів систем виконавчих механізмів і допоміжних пристроїв двигунів сучасної світової автотранспортної техніки й тенденції розвитку приводів систем функціонування новітніх силових установок.

Постановка проблеми. Головна проблема, пов'язана з приводом того чи іншого обладнання (пристрою, механізму) в силовому агрегаті (двигуні) автотранспортного засобу, полягає у виборі найбільш ефективної механічної передачі щодо її міцнісних характеристик, жорсткості або пружності, надійності, плавності й безшумності роботи та ін. З іншого боку, для вирішення цієї проблеми може бути запропонована така концепція: звести до мінімуму кількість механічних зв'язків між колінчастим валом і ведучими колесами завдяки застосуванню принципово нових компонок типів силових агрегатів.

Більшість сучасних автомобільних силових агрегатів (двигунів), що є джерелом і перетворювачем енергії для інших вузлів і механізмів, становлять переважно теплові двигуни внутрішнього згоряння, принципова схема яких практично незмінно використовується впродовж останніх десятиріч. Така силова установка, як відомо, являє собою безпосередньо кривошипно-шатунний механізм з поршнями, який розміщується у багатоциліндровому корпусі [1], а також сукупність інших систем і пристроїв (механізм газорозподілу, системи пуску й запалювання, живлення, змащування, охолодження тощо), що забезпечують нормальну повноцінну роботу цієї установки в цілому при різних режимах навантаження. Більшість усіх цих систем і пристроїв живляться енергією, що відтворюється колінчастим валом даного двигуна, як правило, через систему механічних передач, деякі інші системи – за допомогою гідроприводу або електроприводу. Перед нами стоїть питання, який із приводів є найефективнішим і яку компоновальну і принципову схему для нього краще застосувати.

На двигунах попередніх поколінь, наприклад, для приводу газорозподільного механізму застосовувалася переважно система зубчастих передач. Таке компоновання потребувало виготовлення одного із зубчастих коліс значних розмірів для одного ступеня або при великій міжосьовій відстані – використання рядових двополюсних чи багатоступінчастих зубчастих передач, які були хоч і компактними, але менш технологічними при складанні чи розбиранні й мали менше значення К.К.Д. [2]. Передача механічної енергії до насосів гідропідсилювача кермового механізму, генератора, вентилятора системи рідинного охолодження та інших допоміжних систем для забезпечення нормальної роботи у двигунах попередніх поколінь здійснювалась у більшості випадків через клинопасову передачу. Основним недоліком такої передачі є нерівномірність розподілу навантажень на один чи два паси, в результаті чого вони розтягувались і рвалися. Інший негативний фактор – це відносне пробуксовування цих пасів відносно шківів, що впливає на непостійність передавального числа та зниження К.К.Д. такої передачі [2].

Аналіз останніх досліджень. Провідні світові виробники конструкцій двигунів внутрішнього згоряння останніх поколінь майже відійшли від компонок приводів систем забезпечення повноцінного функціонування, розглянутих вище. Переважна більшість із них перейшла на більш ефективні типи приводів механічних передач (поліклинопасових, із зубчастим пасом і ланцюгових втулково-роликів), що є поки невід'ємними ланками цієї складної агрегатної одиниці. У більшості випадків у сучасних автомобільних двигунах використовують достатньо велику довжину поліклинового паса PSA (HDI або HPI), Audi W12-6.0 (див. рис. 1, а), Audi V6-3.0 (див. рис. 1, б), Saab (див. рис. 1, в), X-Type V-6 (Jaguar) (див. рис. 1, г), Twin Spark (Alfa Romeo), Valvetronic (BMW) та інші для одночасного приведення ним у дію кількох типів відповідного додаткового обладнання (генератора, насоса гідропідсилювача, компресора кондиціонера тощо) [3]. Така конструкція паса дозволяє зменшити ширину шківів до 1,5 раза порівняно зі звичайним шківом з клиновими пасами при передачі такої самої потужності [2]. Нерівномірність розтягування поліклинового паса також зменшується. Хоча велика довжина паса, що охоплює значну частину шківів, і достатня кількість натяжних і відтягуючих пристроїв до нього значно впливають на навантаження валів і К.К.Д. передачі.

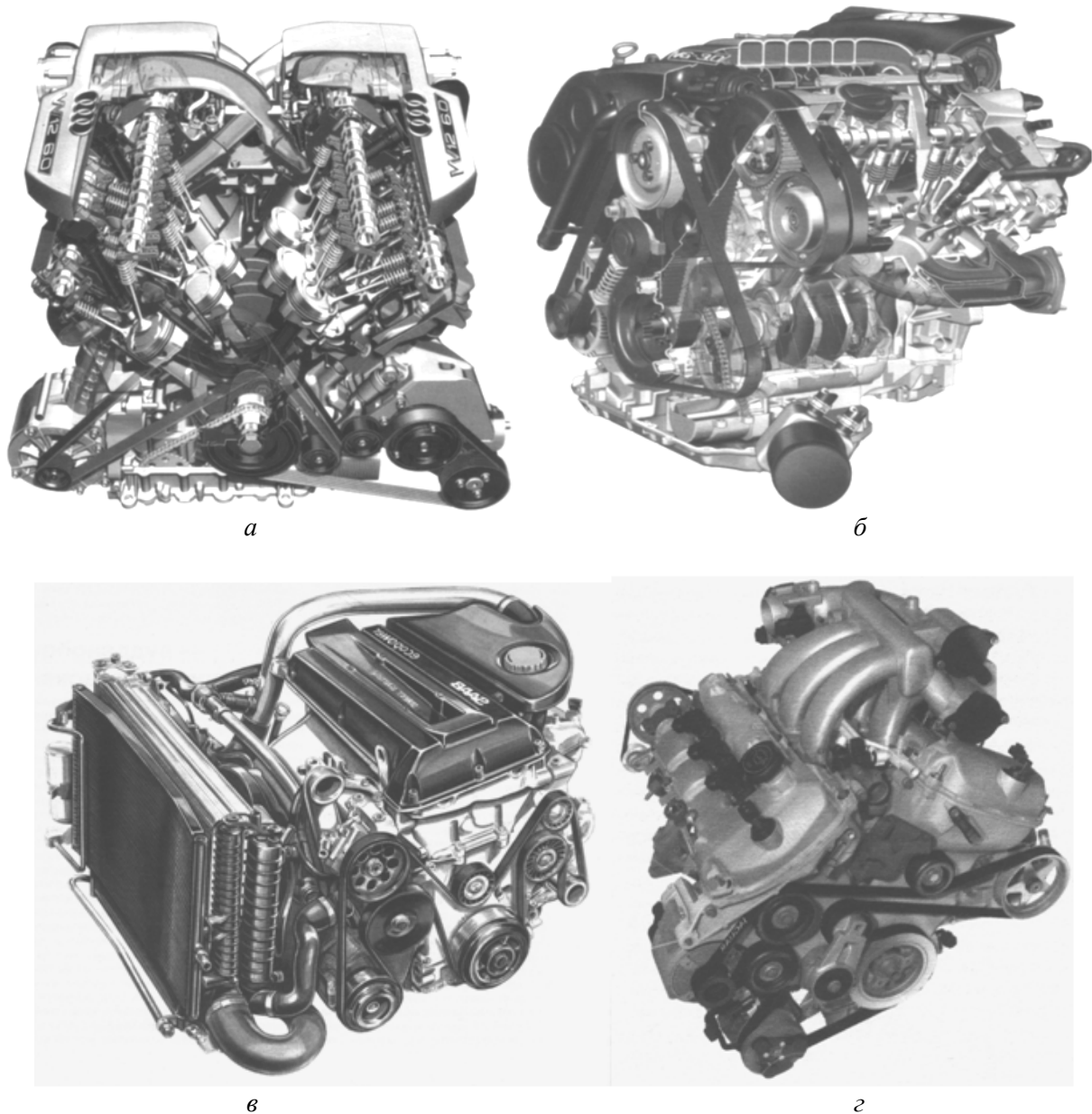


Рис. 1. Механічні приводи систем функціонування двигунів внутрішнього згоряння:
а – двигун Audi W12-6.0 з поліклиновим пасом; *б* – двигун Audi V6-30 з поліклиновим пасом; *в* – двигун SAAB з поліклиновим пасом; *г* – двигун X-Type V-6 з поліклиновим пасом

Для приводу виконавчого механізму чи обладнання (газорозподільної системи, паливного насоса, масляного насоса та ін.) у сучасних автомобільних двигунах як привід застосовують зубчастий пас чи ланцюг. Досі не дійшли згоди, яка з цих механічних передач ефективніша. Насправді, ланцюгова передача є більш компактною і, як правило, сам ланцюг розрахований таким чином, що практично не потребує заміни впродовж усього терміну служби двигуна при належному забезпеченні його відповідним змащувальним матеріалом і сконструйований із достатньо міцних матеріалів. Однак у цьому й полягають недоліки: необхідність постійного змащування та застосування дорогоякісних сталей. Тому найчастіше ланцюгові приводи застосовуються переважно в автомобілях представницького класу типу Jaguar, BMW і Mercedes, а також у деяких моделях Volkswagen, Audi, Ford, Chevrolet та ін. З іншого боку, для забезпечення високої швидкості обертання ланцюг може створювати підвищений шум і вібрацію. Для усунення такого явища в сучасних двигунах використовується натягувач 1 та високочуттєві заспокоювачі 2, що виготовляються із нейлону. Наприклад, BMW Valvetronic, Ford Duratorq DI (рис. 2) та ін. [3].

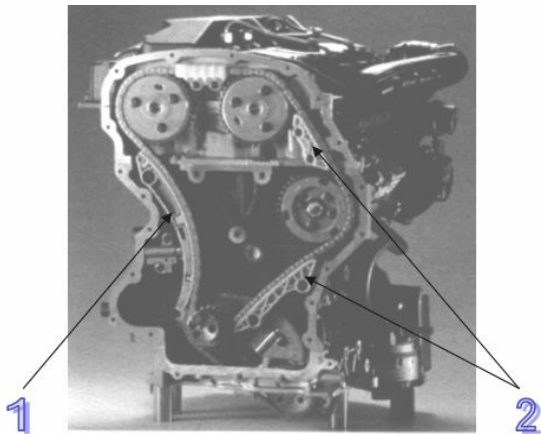


Рис. 2. Ланцюгова передача приводу газорозподільного механізму дизельного двигуна

буде циліндрів (10 або 12 у V-подібних двигунах), тим можливіше досягти рівномірності їх роботи. Проте у легкових автомобілів переважна більшість ДВЗ відносно невеликої потужності забезпечені чотирма циліндрами (деякі автомобілі мають 3, 5 або 6), розташованими в один ряд. Для усунення нерівномірності обертання колінвала на нього встановлюються зазвичай противаги, хоча це не завжди дозволяє запобігти боковому розхитуванню, внутрішньому дисбалансу та іншим вібраціям, що виникають у процесі роботи двигуна (переважно від руху шатунів). Останнім часом для вирішення такої проблеми у згаданих вище силових агрегатах спостерігається тенденція до використання балансирних спарених валів, противаги яких розташовуються під розгорнутим кутом відносно противаг колінчастого вала, обертаються назустріч один одному і приводяться через систему механічних передач від колінчастого вала й устатковуються у масляному піддоні (Audi V6-3.0, PSA HDI Citroen C5 (див. рис. 3, а), BMW Valvetronic (див. рис. 3, б) та ін.) [3]. Уперше такий спосіб запропонував відомий автовиробник Porsche.

Як правило, балансирні вали 2 з противагами 2' (на рис. 3 вони показані окремо збільшеними) укладено в окремий корпус 1, міжосьова відстань яких розташована в горизонтальній площині. На одному кінці кожного вала встановлено по однаковій косозубій взаємозамінній шестерні 3 постійного зачеплення для синхронного обертання назустріч один одному. Для приводу на іншому кінці одного зі спарених валів може бути встановлено привідне колесо (зубчасте 4 або ланцюгова зірочка). У деяких конструкціях один із балансирних валів розташовується вище іншого.

На дизельному двигуні PSA HDI Citroen C5 (див. рис. 3, а) [3] привід таких валів здійснюється від косозубого колеса, встановленого на корінній шийці колінвала між третім і четвертим поршнями, до шестерні з широким зубчастим вінцем 3' одного з балансирних валів 2, який одночасно знаходиться у постійному зачепленні іншим полюсом із вузьким зубчастим вінцем шестерні 3 другого спареного балансирного вала.

Привід балансирних валів двигуна Audi V6-3.0 (див. рис. 1, б) [3] здійснюється за допомогою ланцюга від зірочки, насадженої на передній кінець колінчастого вала, до привідної зірочки одного з балансирних валів. Хоча використання балансирних валів у двигунів з V-подібним розташуванням циліндрів не завжди є економічним.

У двигуні Valvetronic BMW (див. рис. 3, б) [3] принцип роботи аналогічний розглянутому попередньому прикладу, з тією лише різницею, що в корпус 1 додатково встановлено проміжний вал, із зовнішнього кінця якого кріпиться ланцюгова зірочка, а з іншого (всередині корпусу) – привідна косозуба шестерня 4 для спряження із зубчастим колесом одного з балансирних валів 2.

Альтернативою звичайних двигунів є опозитні двигуни, в яких ступінь урівноваженості досить високий завдяки особливій конструкції розташування циліндрів (інакше кажучи, це двигун з кутом між рядами циліндрів становить 180°). Проте такі двигуни досить дорогі як у виробництві, так і в обслуговуванні.

Привід газорозподільної системи завжди залишався актуальним питанням щодо отримання оптимальних показників паливно-повітряної суміші у камері згоряння для отримання якомога ефективніших потужності і обертального моменту двигуна внутрішнього згоряння. У сучасних ДВЗ для

Розглянуті вище механічні приводи систем функціонування є традиційним і звичним явищем, характерним для двигуна внутрішнього згоряння, але й вони вже відходять в історію.

Метою даної статті є розгляд і аналіз найпередовіших типів приводів виконавчих механізмів і додаткового обладнання, призначених для забезпечення повноцінного функціонування силового агрегату для сучасного і перспективного автомобіля. Цей матеріал може бути корисним при проведенні досліджень, пов'язаних із покращенням роботи двигунів військової техніки, що модернізується для потреб і виконання бойових завдань військових формувань України.

Виклад основного матеріалу. Актуальним сьогодні залишається питання врівноваженості та рівномірності роботи двигуна, що залежать від динамічних навантажень, які створюються системою колінвал–шатун–поршень. Очевидно, що чим більше

одержання такої можливої ефективності найбільш поширена компоувальна схема, в якій на один циліндр працюють чотири клапани (два впускних і два випускних), що приводяться двома розподільними валами.

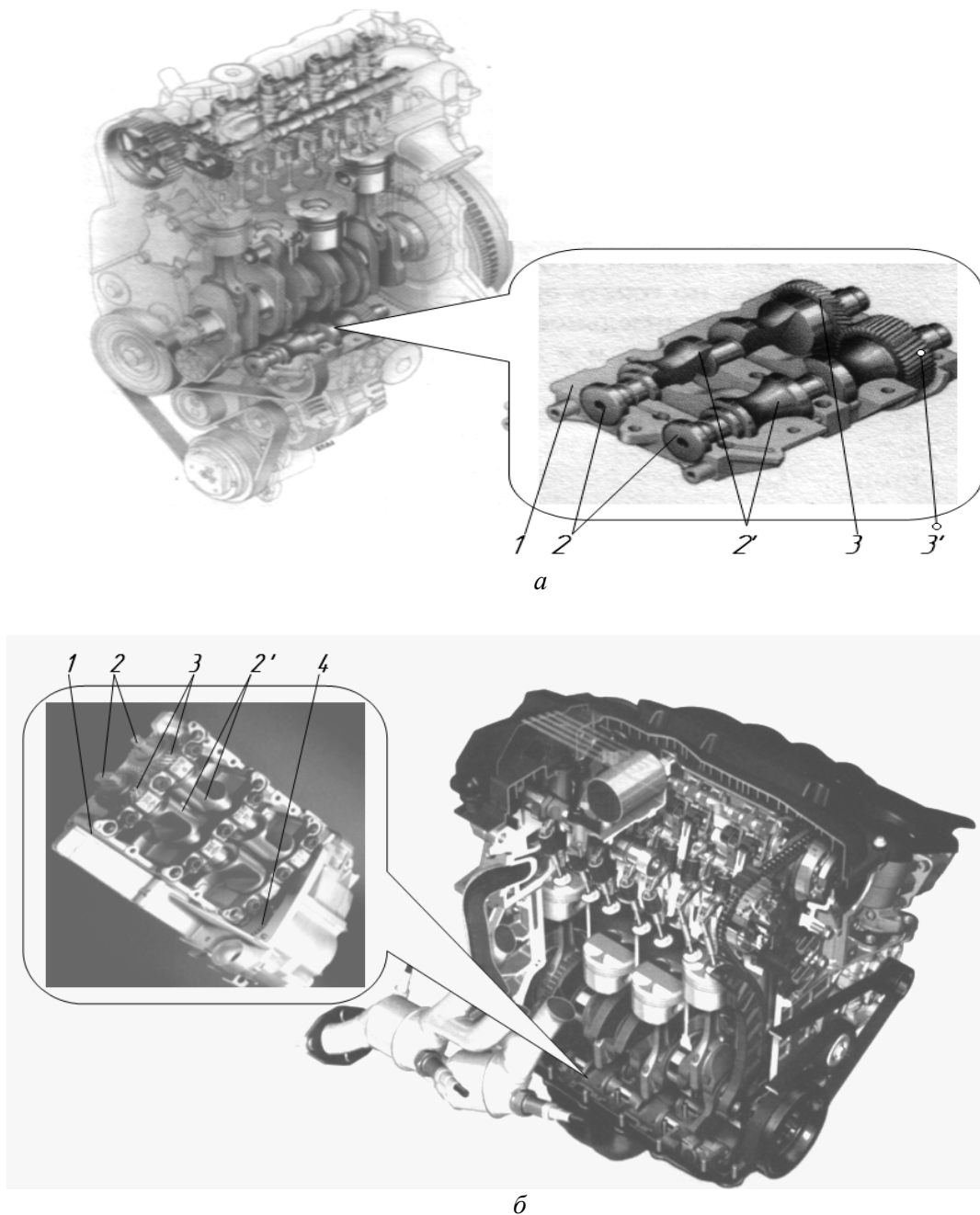


Рис. 3. Балансирні вали для врівноваження роботи двигуна:
a – балансирні вали двигуна PSA HDI; *б* – балансирні вали двигуна Valvetronic

Така конструкція зручна і для розміщення свічок запалювання у центрі циліндра, що сприяє рівномірнішому спалюванню паливно-повітряної суміші й детонації. Наприклад, у верхній частині двигуна Valvetronic BMW (див. рис. 4) [3] два вали випускних клапанів газорозподільного механізму (їх міжосьова відстань лежить у горизонтальній площині) приводиться в дію через ланцюгову передачу від зірочки, насадженої на колінчастий вал. Примітною особливістю зірочок газорозподільного механізму є наявність у них повзункового варіатора, який складається із зовнішньої обойми 1, з'єднаної з вінцем зірочки, та внутрішньої 2, з'єднаної з газорозподільним валом через спеціальну виту пружину кручення 3. Між гладкими поверхнями зовнішньої і внутрішньої обойм встановлено обмежувач 4. Цей варіатор призначений для ефективною зміни фаз газорозподілу в усьому діапазоні можливих обертів двигуна, він потрібен для перемикання моментів відкриття і закриття випускних клапанів.

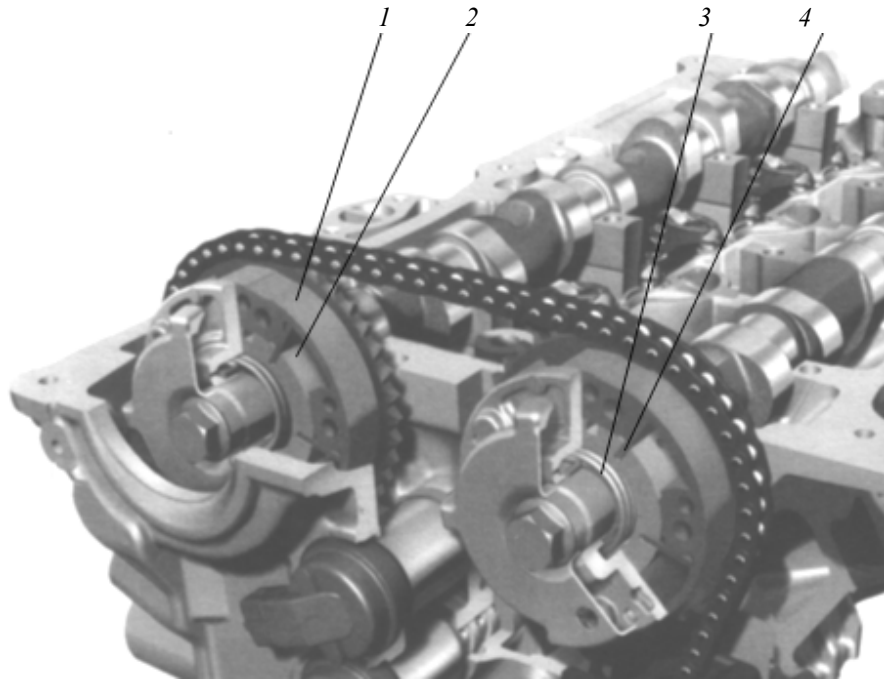


Рис. 4. Механізм зміни фаз газорозподілу випускних клапанів двигуна Valvetronic

Механізм зміни фаз газорозподілу за допомогою варіатора застосовується й на деяких моделях компаніями Honda, Alfa Romeo та ін. Наприклад, у бензинових двигунах Twin Spark, котрі використовуються на 156-й моделі концерну Alfa Romeo в однорядних 4-циліндрових [3], а також 6-циліндрових V-подібних використовується гвинтовий варіатор (рис. 5), що приводиться в дію за допомогою передачі з зубчастим пасом, шків якої змінює кут повороту відносно газорозподільного вала випускних клапанів. Зовнішня обойма 2 жорстко зв'язана із зубчастим шківом 1, а внутрішня 3 ковзає по шліцах вала випускних клапанів 4 і розпирається пружиною стиску 5. У такому механізмі фази газорозподілу змінюються залежно від відповідних силових і кінематичних факторів завдяки гвинтовій спряженій ковзній поверхні між зовнішньою і внутрішньою обоймами.

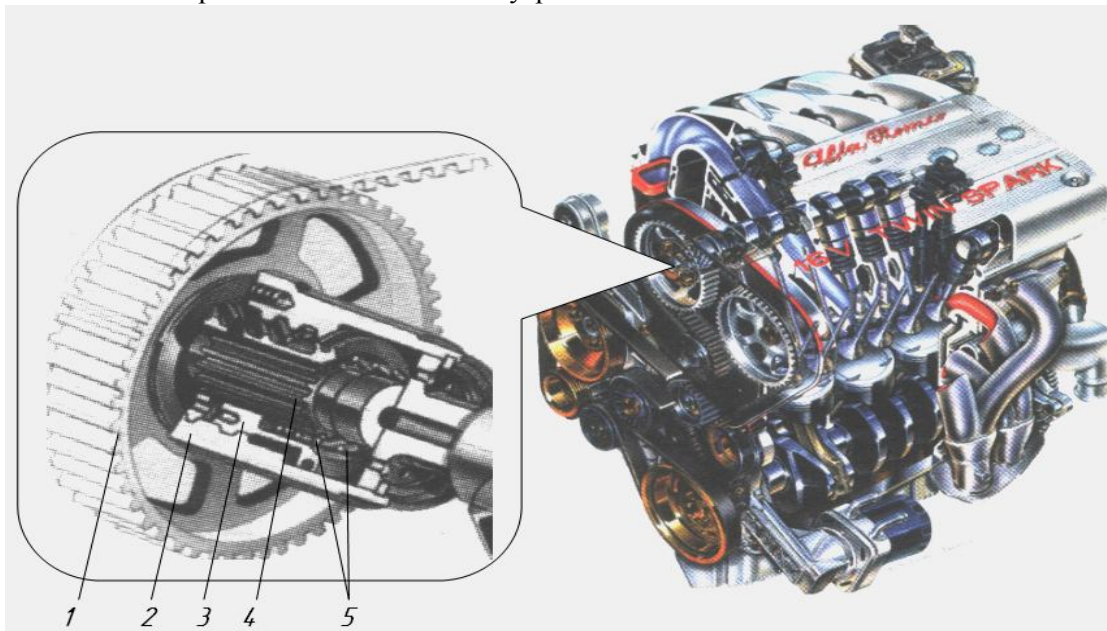


Рис. 5. Механізм зміни фаз газорозподілу випускних клапанів двигуна Twin Spark

Передача із зубчастим пасом використовується сьогодні у більшості автомобільних двигунів, оскільки має добрі тягові характеристики, постійність передавального числа, є дешевшим і легшим і не потребує змащування, а також заходів для зниження вібрацій і шуму. Однак при цьому такий привід є менш

компактним (порівняно з ланцюговою передачею) й потребує заміни після певного пробігу. І все ж таки, при виготовленні силових агрегатів автотранспортної техніки (Volkswagen, Alfa Romeo, PSA, Renault, Saab та ін.) наразі спостерігається загальна тенденція до застосування приводу з зубчастим пасом.

У розглянутих вище двовальних газорозподільних механізмах на один ряд циліндрів двигун виходить більш громіздким (особливо для V-подібних двигунів), оскільки між розподільними валами досить значна міжосьова відстань, що залежить від діаметральних розмірів шківів або зірочок. Так, на деяких моделях було запропоновано економніше габаритне компоновання [3]. На таких двигунах один із розподільних валів приводиться в дію від зубчастого шківів, а інший – за допомогою короткої ланцюгової передачі (розташованої з протилежного кінця розподільних валів на бензиновому двигуні з п'ятьма клапанами на циліндр у Volkswagen–Audi чи на дизельному двигуні PSA HDI (див. рис. 3, а), що встановлюється на автомобілі Citroen) або за допомогою ретельно підібраної косозубої передачі (на бензиновому двигуні Toyota з чотирма клапанами на циліндр (рис. 6, а) чи на дизельному двигуні об'ємом 1,9 л компанії Renault (рис. 6, б), який може забезпечити ефективну потужність до 140 к.с. і ефективний обертальний момент до 300 Н·м.

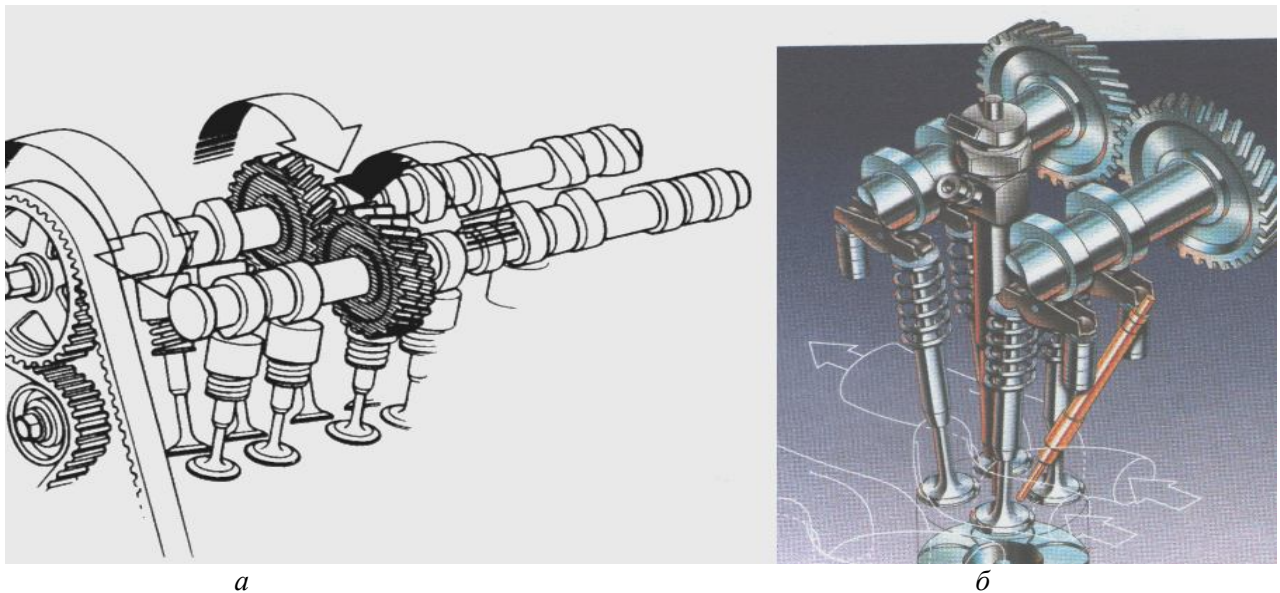


Рис. 6. Приводи газорозподільних механізмів:
а – газорозподільний механізм бензинового двигуна Toyota; б – газорозподільний механізм дизельного двигуна Renault

За багаторічну практику проектування і виготовлення двигунів внутрішнього згоряння незаперечним і очевидним залишається той факт, що для покращення силових і паливно-економічних показників необхідно, щоб якомога більша й необхідна частина паливної суміші була забезпечена належним поповненням повітря у циліндр не тільки за короткий і певний час, а ще й у потрібному місці й на певну висоту. Виникає питання стосовно ефективної подачі повітря до циліндра. У двигунах спортивних автомобілів вищого класу до кожного циліндра індивідуально підведено дросельні заслінки й точно розраховано трубки, при яких потужність сягала значних показників. Однак така принципова конструктивна схема достатньо дорога і громіздка. Інакше розв'язали це питання французькі виробники компанії Renault, запропонувавши свою принципову схему. Дросельна заслінка в ній керується за допомогою електропривода, який живиться від акумулятора. За цією схемою від датчика, встановленого на педалі акселератора, подаються відповідні узгоджені команди електроприводу через електронний блок керування двигуном, в якому контролюються всі теплохімічні процеси й подачі палива, що відтворюються в силовому агрегаті.

Раніше нами було розглянуто привід двох розподільних валів впускних клапанів двигуна Valvetronic BMW (див. рис. 4). Однак між цими двома валами (трохи вище) паралельно їм стоїть ще один вал, на якому розташовано механізм зміни ступеня відкриття впускних клапанів (див. рис. 3, б) [4]. Така конструктивна схема вигідна, по-перше, тим, що зберігається місце за рахунок встановлення одного розподільного валу впускних клапанів замість двох, а по-друге, в ній немає дросельної заслінки, роль якої виконує згаданий вище проміжний механізм. У цьому механізмі (рис. 7) з акумулятора енергія подається

до електродвигуна 8, на якому вал-черв'як через зубчасте колесо 1 повертає ексцентрик 2 на певний кут у реверсивному режимі. Ексцентрик, у міру його повертання, відхиляє ролик, який стоїть на верхньому кінці важеля 6 відносно роликів опор з гідравлічними регуляторами зазорів. При цьому за допомогою витих пружин 3 через нижнє плече важеля його роликів опора притискається до кулачка 7 розподільного вала впускних клапанів. Таким чином, і ексцентрик 2, і розподільний вал 7, і віта пружина 3 водночас впливають на переміщення нижнього правого плеча важеля 6, яке в свою чергу тисне на коромисло 4, а останнє своїм лівим плечем – безпосередньо на клапан 5. При повертанні зубчастого колеса 1 проти годинникової стрілки на повний кут клапан відкривається відносно початкового положення максимум на 0,25 мм, забезпечуючи роботу двигуна на холостому ході та зменшуючи навантаження на клапан. При повертанні зубчастого колеса за годинниковою стрілкою на повний кут – максимум на 9,4 мм для отримання максимальної потужності двигуна. Таким чином система Valvetronic дозволяє суттєво збагачувати повітрям, змінювати й заощаджувати паливну суміш у циліндрах на режимах навантажень залежно від детонаційної стійкості бензину.

Більш перспективною є ідея, яка полягає в тому, щоб клапани силового агрегату керувалися не механічно, а за допомогою гідравлічного або електричного приводу, за наявності яких виникає можливість керувати клапаном індивідуально залежно від режиму навантаження. Вочевидь, такі двигуни будуть простішими конструктивно через відсутність валів з кулачками та економічними в уживанні палива. Такі

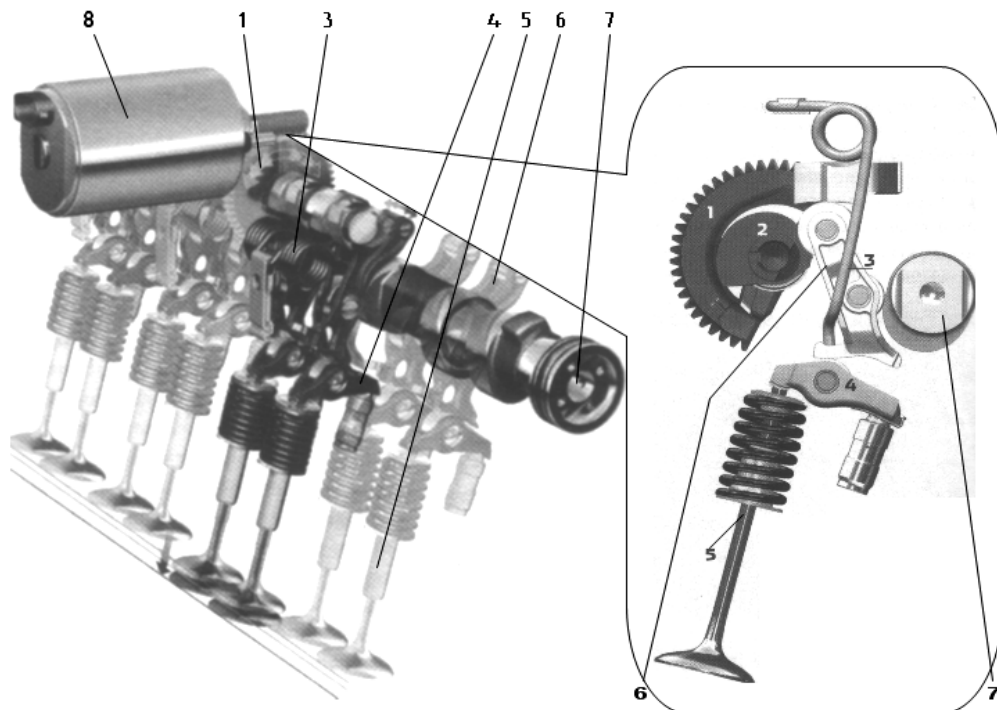


Рис. 7. Механізм зміни ступеня відкривання впускних клапанів двигуна Valvetronic

системи (AVT) уже випробовувалися, наприклад, фірмою Renault [3]. У цих системах електричний сигнал, що подається з електронного модуля, витрачається тільки у момент відкриття індукційного клапана і в цей час стискає клапанну пружину. Закриття відбувається лише під дією пружних властивостей пружини, коли електричний сигнал перестає подаватися на електромагнітну котушку соленіода клапана.

У 2006 р. компанії Lotus і Eaton також представили двигун, в якому клапани керувалися за допомогою електрогідравлічного приводу [6]. В цих двигунах, котрі успішно випробовувалися на легкових автомобілях з системою AVT, частота обертання колінчастого вала могла розвиватися до 7400 об/хв, а швидкість переміщення клапанів сягала 5 м/с.

У розглянутих вище прикладах більшість генераторів живлять електроенергією ту чи іншу систему функціонування ДВЗ, як правило, напругою 12 В. Наразі у світовій практиці розробки силових установок розглядається тенденція запровадження нормативної документації щодо прийняття живлення різноманітних типів систем генераторами, які видають напругу 36 В і більше. Так, у роботі [5, с. 120] розглядався привід гальмівного механізму за допомогою високошвидкісних електродвигунів із 36-вольтовою електромережею на автомобілях компанії BMW, яка була піонером у використанні системи “керування по проводах”. Система, котра найближчим часом набуде широкого розвитку, має більшу

потужність і менші габарити виконавчих механізмів та додаткового обладнання. У більшості випадків можна сміливо відмовитися від багатьох типів механічних приводів, яких можуть замінити компактні електричні, а також забути про витрату “холостої” енергії, наприклад, при охопленні достатньо довгим пасом великої кількості шківів. Тоді як в електроприводі енергії буде віддаватися стільки, скільки її потрібно для виконання даного процесу чи функції (див. приклад з індукційними клапанами). Більше того, таке обладнання можна встановити там, де дозволить місце або буде зручніше. Найімовірніше, що “керування по проводах” для будь-якого обладнання, механізму чи пристрою в автотранспортному засобі стане нормою виробництва не пізніше 2010 р. Проте для сучасного автомобіля, і тим більше майбутнього, для системи “керування по проводах”, він має обладнуватися надійним програмним забезпеченням.

Висновки. Таким чином, у даній роботі розглянуто основні типи механічних передач для приводу систем функціонування сучасних автомобільних двигунів, ефективність яких сьогодні підтверджується практикою їх експлуатації у багатьох моделях легкових автомобілів найвідоміших виробників. Такі ідеї, як наприклад, зміна фаз газорозподілу, клапани з електромагнітним керуванням або використання балансірних валів можна ефективно застосовувати в існуючих ДВЗ для модернізації.

Розглянуто також перспективні ідеї з використанням концепції створення компактних та енергоємних електроприводів достатньої потужності для систем функціонування двигунів внутрішнього згоряння, що наразі активно розвиваються відомими світовими лідерами автомобілебудування.

Список використаних джерел

1. Гаспарянц Г. А. Конструкция, основы и расчет автомобиля: учебник для машиностроительных техникумов по специальности “Автомобилестроение” / Г. А. Гаспарянц. – М.: Машиностроение, 1978. – 351 с., ил.
2. Детали машин / К. И. Заблонский. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1985. – 518 с.
3. Дэниэлс Дж. Современные автомобильные технологии / Дж. Дэниэлс. – М.: “ООО Издательство”, АСТ: ООО “Издательство Астрель”, 2003. – 223 с.: ил.
4. Корзинов Н. Бензиновая кулинария / Н. Корзинов // Популярная механика. – 2005. – № 10 (36). – С. 118.
5. Нечипоренко В. М. Світові тенденції модернізації і розвитку гальмових систем автомобілів / В. М. Нечипоренко // Зб. наук. праць. – Х. : Акад. ВВ МВС України, 2006. 1–2 (7–8). – С. 117 – 121.
6. Пневмогидромобиль // Авторевю. – 2006. – № 7. – 10 с.

Стаття надійшла до редакції 11.12.2007 р.