

# ВИПУСКНА РОБОТА БАКАЛАВРА

ТЕМА:

*«Аналіз та теоретичне узагальнення сучасних рішень в конструкціях механічної частини малооб'ємних ДВЗ»*

спеціальність: *274 «Автомобільний транспорт».*

*Виконав* \_\_\_\_\_ */Я.С. Ворожейкін/*

*Керівник роботи* \_\_\_\_\_ */А.В. Веснін/*

Кривий Ріг 2024

## ЗМІСТ

ВВЕДЕННЯ ТА ВИКЛАДАННЯ ОСНОВНИХ ЗАВДАНЬ РОБОТИ .....	4
1. .... АНАЛІЗ ТЕОРЕТИЧНИХ ВІДОМОСТЕЙ З КОНСТРУКЦІЙ СУЧАСНИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ.....	8
1.1. Схеми та компоновка сучасних ДВЗ .....	8
1.2. Показники, що характеризують якість конструкційних рішень ДВЗ .	10
1.3. Характеристика вимог до конструкції малооб'ємних ДВЗ у сучасних автомобілях.....	14
2. УЗАГАЛЬНЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ КОНСТРУКЦІЇ ТА ІНЖЕНЕРНИХ РІШЕНЬ СУЧАСНИХ МАЛООБ'ЄМНИХ ДВИГУНІВ .....	19
2.1. Огляд інформаційних відомостей .....	19
2.2. Аналіз технічних рішень блоків циліндрів.....	20
2.3. Кривошипно-шатунний механізм двигунів внутрішнього згорання ..	29
2.3.1. Колінчасті та балансирні вали.....	29
2.3.2. Основні особливості підведення масла до місць тертя колінчастих валів.....	36
2.3.3. Підшипники ковзання двигуна .....	43
2.3.4. Шатуни та їх кріпильні елементи .....	47
2.4. Особливості технічних рішень щодо компонентів поршневої групи .	51
2.5. Аналіз технічних рішень щодо конструкції головок блоку циліндрів та газорозподільчих механізмів малооб'ємних двигунів.....	70
2.6. Конструкції та необхідність застосування агрегатів наддування малооб'ємних ДВЗ .....	90
3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ .....	95
3.1. Загальний опис .....	95
3.2. Небезпечні та шкідливі фактори у лабораторіях, що впливають на студентів та працівників .....	96
3.2.1. Фізичні фактори .....	96
3.2.2. Хімічні фактори .....	98

3.2.3. Біологічні фактори .....	98
3.2.4. Психофізіологічні фактори.....	98
3.3. Огляд необхідних заходів з охорони праці в лабораторії ДВЗ кафедри «Автомобільний транспорт» .....	98
3.3.1. Загальні вимоги безпеки .....	99
3.3.2. Вимоги безпеки перед початком роботи .....	99
3.3.3. Вимоги безпеки під час роботи.....	99
3.3.4. Вимоги безпеки в аварійних та надзвичайних ситуаціях .....	99
3.3.5. Вимоги безпеки по закінченні робіт .....	100
3.3.6. Інструкція з техніки безпеки та протипожежних заходів .....	100
3.3.7. Вимоги безпеки перед початком та при закінченні роботи.....	100
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....	101
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ТА РЕСУРСІВ .....	102

## ВВЕДЕННЯ ТА ВИКЛАДАННЯ ОСНОВНИХ ЗАВДАНЬ РОБОТИ

Загальна інформація про особливості конструкції сучасних двигунів внутрішнього згоряння та їх робочі процеси широко розглянута у різних навчальних матеріалах. Однак часто теоретичні аспекти обговорюються окремо від огляду конкретних конструкцій двигунів.

У реальній практиці може виникнути багато ситуацій, де без глибоких теоретичних та практичних знань важко встановити справжні причини несправностей. Таким чином, без достатнього розуміння особливостей робочих процесів і конструкцій двигунів малого об'єму неможливо забезпечити їх ефективну експлуатацію або якісний ремонт.

Однією з ключових проблем для автовиробників є надійна робота вузлів та агрегатів автомобіля протягом усього терміну експлуатації. Технічна досконалість лише один із факторів тривалої роботи автомобіля, і важливу роль відіграють обслуговування та ремонт.

З урахуванням різноманітності конструкцій двигунів різних фірм та розходжень у їх робочих процесах стає очевидним, що деякі експлуатаційні прийоми, діагностика та ремонт потребують спеціалізованого підходу. Навіть досвідчені майстри не завжди можуть гарантувати успішний ремонт двигунів нового типу.

Загалом, якісна робота будь-якого ремонтного підприємства залежить від широких знань і розуміння особливостей сучасних конструкцій та процесів у силових установках під час їх експлуатації.

**Актуальність роботи:** Останнім часом у галузі двигунобудування спостерігається стабільна тенденція до зменшення об'ємів двигунів, при цьому зберігаючи їх потужність на попередньому рівні. Головна мета цього руху - зниження витрат пального та покращення екологічних показників. Проте існуючі рішення щодо конструкції механічної частини, особливо основних вузлів двигуна, вимагають значного перегляду з урахуванням процесів, що відбуваються у системах впуску-випуску та камері згоряння.

Незмінною умовою для збереження потужності малооб'ємних двигунів на рівні їх попередників є використання нагнітачів надлишкового тиску на впуску. Цей надлишок кисню дозволяє спалювати більше пального у меншій камері згоряння, що в кінцевому підсумку збільшує тиск у циліндрі і, відповідно, крутний момент на колесах автомобіля.

Переваги наддування в двигунах внутрішнього згоряння давно відомі, включаючи кращі показники потужності та еластичності на різних обертах і збереження максимальної ефективності в широкому діапазоні обертів. Проте варто відзначити, що наддування підвищує навантаження і температуру на механічні частини, тому мотори з наддуванням потребують конструкційних змін для збільшення механічної витривалості та зниження зносу.

Такий комплексний аналіз конструкції механічних частин сучасних малооб'ємних двигунів з метою підбору оптимальних технічних рішень для їх експлуатації та ремонту є дуже актуальним і вимагає проведення глибоких теоретичних досліджень.

Крім цього, розуміння роботи основних компонентів автомобіля, особливо вузлів та агрегатів, які відповідають за його рух, є ключовою компетенцією для фахівців у галузі автомобільного транспорту.

**Загальна мета та завдання:** Мета роботи полягає в проведенні технічного аналізу та узагальненні особливостей конструкторських рішень щодо ключових компонентів механічної частини сучасних малооб'ємних двигунів внутрішнього згоряння.

Для досягнення цієї мети необхідно вирішити наступні завдання:

1. Провести теоретичний аналіз основних показників, які характеризують надійність конструкції сучасних двигунів, зокрема їх механічну стійкість та ефективність роботи.

2. Здійснити теоретичні дослідження, спрямовані на розуміння специфіки конструкції механічної частини цих двигунів, та узагальнити

отриману інформацію щодо особливостей технічних рішень, які використовуються для підвищення їх основних експлуатаційних показників.

3. Систематизувати отримані результати на основі знаходження збалансованого підходу до експлуатації та ремонту сучасних малооб'ємних двигунів внутрішнього згоряння з наддуванням впускного повітря.

**Об'єктом теоретичного аналізу** є процес роботи та конструкційні особливості сучасних малооб'ємних двигунів внутрішнього згоряння з використанням наддування впускного повітря.

**Предметом аналізу** є теоретичні відомості, що стосуються особливостей роботи та специфіки конструкції механічної частини сучасних двигунів внутрішнього згоряння.

В бакалаврській роботі використано комплексний підхід до аналізу, що включав у себе два основних методи. Перший метод - це аналіз наукових джерел з інженерною спрямованістю, що став підґрунтям для наукових узагальнень. Другий метод, морфологічний аналіз, використовувався для узагальнення, обґрунтування та формування висновків.

Основні отримані результати демонструють значний прогрес у розумінні та аналізі сучасних технічних рішень, що використовуються у малооб'ємних двигунах внутрішнього згоряння з наддуванням впускного повітря. Особливий акцент зроблено на наступних аспектах:

1. «Необхідність періодичного теоретичного аналізу»: Дослідження підтвердило важливість проведення систематичних теоретичних аналізів для систематизації та усвідомлення особливостей новітніх технічних рішень, що впроваджуються в сучасні двигуни.

2. «Виявлення відмінностей у конструкціях»: Теоретично доведено, що сучасні малооб'ємні двигуни з наддуванням впускного повітря відрізняються суттєво від класичних ДВЗ у своїй конструкції, що має важливі наслідки для їхньої роботи та загальної ефективності.

3. «Обґрунтування застосування певних технічних рішень»: На основі виявлених особливостей конструкції, надані обґрунтування та пояснення щодо необхідності використання певних технічних рішень у сучасних силових установках автотранспортних засобів.

Ці результати внесли важливий статус та пояснюють розвиток сучасних механічних систем у сфері автомобільного транспорту та відкривають шляхи для подальших досліджень та технологічного розвитку.

Практичне значення виражено через наступне: проведено узагальнення та систематизація комплексних теоретичних знань про сучасні технічні рішення та специфічні особливості конструкції сучасних малооб'ємних двигунів внутрішнього згоряння з наддуванням впускного повітря.

Випускна бакалаврська робота включає 3 основні розділи, вступ, висновки, додатки, список використаних джерел, та додаткові матеріали, в яких зазначено загалом 112 рисунків і 37 джерел літератури.

# 1. АНАЛІЗ ТЕОРЕТИЧНИХ ВІДОМОСТЕЙ З КОНСТРУКЦІЙ СУЧАСНИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

## 1.1. Схеми та компоновка сучасних ДВЗ

Теоретичні аспекти конструкцій сучасних двигунів внутрішнього згоряння знаходять вияв у різноманітних компоновальних схемах. Розмаїтість застосування таких двигунів у різних сферах створює необхідність вивчення їх класифікаційних схем. Однак, для цієї систематизації важливо виділити загальні характеристики, зокрема, геометричні параметри, які можуть бути використані для класифікації. Особливо важливою є геометрія розташування циліндрів та їхніх компонентів у конструкціях. Розміри та вага двигуна залежать від його компоновання, а також від інших факторів, таких як конструкція остову. Таким чином, для класифікації можна використовувати геометричні властивості ключових компонентів.

Сучасні двигуни внутрішнього згоряння використовують різні механізми для перетворення поршневого руху на обертовий рух колінчастого валу. Конфігурація двигуна визначається розташуванням і кількістю робочих циліндрів. Форма конструкцій також залежить від розташування компонентів, механізмів та допоміжних агрегатів. Наприклад, розташування розподільних валів (верхнє або нижнє положення), агрегатів для подачі повітря та інші фактори впливають на загальну конфігурацію.

Двигуни з однорядно розташованими циліндрами та вертикальним розміщенням широко використовуються в транспорті через їхню простоту конструкції та високу технологічність див. рис. 1.1. Популярність двигунів з циліндрами, розташованими у формі V, пояснюється їхніми перевагами у розмірах, зокрема у висоті, що призводить до збільшення міцності важливих деталей двигуна, таких як блок-картер, кришки циліндрів та колінчастий вал. Хоча двигуни з циліндрами, розташованими у формі W, мають схожі переваги, вони менш поширені через складність деяких елементів



конструкції. Проте за останні роки такі схеми стали застосовувати конструктори, зокрема у виробництві Фольксвагена. Двигуни з циліндрами, розташованими у формі протилежних горизонтальних плоскостей, також застосовуються в транспортних засобах, завдяки своїй компактності та зручності розміщення у моторному відділенні, як у випадку з автомобілями Субару.

Усі вищезазначені конструкційні схеми залежать від геометричного розташування циліндрів та інших ключових компонентів, що визначає характеристики та застосування сучасних двигунів внутрішнього згоряння.

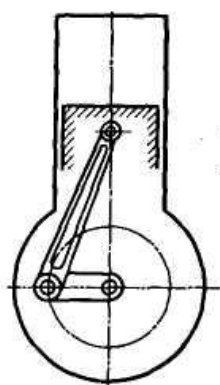


Рис. 1.1. Спрощений вигляд рядного ДВЗ з вертикальним розташуванням циліндрів.

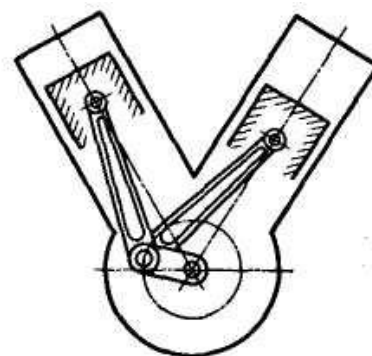


Рис. 1.2. Спрощений вигляд ДВЗ з V-подібним розташуванням циліндрів.

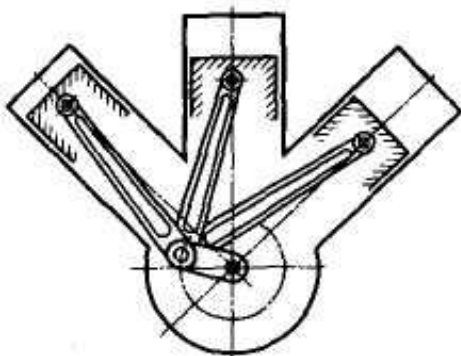


Рис. 1.3. Спрощений вигляд ДВЗ з W-подібним розташуванням циліндрів.

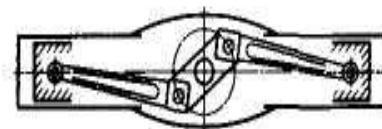


Рис. 1.5. Спрощений вигляд ДВЗ з горизонтальними протилежними циліндрами.

У сфері автотехніки часто використовуються чотиритактні двигуни, оскільки вони мають кілька переваг:

- вищий ККД при частковому навантаженні: чотиритактні двигуни відзначаються високим коефіцієнтом корисної дії, особливо при частковому навантаженні, що поліпшує ефективність їх роботи.

- менша теплова напруженість деталей: деталі чотиритактних двигунів менше піддаються тепловому стресу, що дає можливість застосовувати ефективне повітряне охолодження.

- краще очищення та наповнення циліндрів: чотиритактні двигуни забезпечують ефективне очищення і наповнення циліндрів завдяки примусовому руху поршня.

- застосування турбокомпресора: ці двигуни можуть використовувати турбокомпресор, що є важливою перевагою.

Незважаючи на це, двотактні двигуни також мають свої переваги:

- більша літрова потужність та компактність: вони мають більшу літрову потужність і менші розміри при раціональному виборі геометричних параметрів.

- рівномірність крутного моменту: вони відзначаються більшою рівномірністю крутного моменту.

- менше навантаження на деталі: зменшене навантаження дозволяє забезпечити більший запас міцності.

- простота систем пуску та реверсування: вони виграють у легкості пуску та простоті систем.

У більшості випадків на автотранспорті встановлюють чотиритактні двигуни, оскільки вони забезпечують оптимальний баланс між ефективністю, надійністю та простотою конструкції. Однак розвиток технологій може призвести до нових підходів у виборі типу двигуна для автотранспорту.

## 1.2. Показники, що характеризують якість конструкційних рішень ДВЗ

При розгляді надійності конструкції двигунів важливо звернути увагу на ключові показники, що визначають їх ефективність та довговічність. Перш за все, це параметри, такі як ступінь стиснення ( $\epsilon$ ), потужність ( $P$ ),

співвідношення площ поверхонь поршня та циліндра ( $S/D$ ), тиск в камері згоряння ( $p_c$ ), коефіцієнт розподілу ( $i$ ), та діаметр циліндра ( $D$ ).

Інженери, розробляючи двигуни, стикаються з великою кількістю викликів, що включають у себе як процеси горіння паливної суміші, так і аспекти конструювання. Важливою задачею є не лише створення надійної конструкції, але й передбачення можливостей подальшого вдосконалення та підвищення основних параметрів відповідно до сучасних вимог у сфері двигунобудування.

Параметри, такі як розмір циліндра ( $D$ ), ступінь стиснення ( $\sigma$ ), співвідношення площ поверхонь поршня та циліндра ( $S/D$ ), тиск в камері згоряння ( $p_c$ ), коефіцієнт розподілу ( $i$ ), та потужність ( $P$ ), зазвичай задаються на етапі проектування. Вони визначають основні характеристики конструкції двигуна ще на стадії розробки.

Один з ключових параметрів, що визначає рухливість двигуна, - це швидкість поршня, яка змінюється залежно від типу та призначення двигуна. Із зростанням середньої швидкості поршня збільшується теплове навантаження на деталі, зокрема, на поршневу групу. Це може призвести до збільшення сил інерції, які діють на кривошипно-шатунний механізм, а також до зношування підшипників вала та гільз циліндрів, скорочуючи термін служби двигуна. Тому вибір значення швидкості поршня ( $\sigma$ ) проводиться з урахуванням призначення двигуна.

Частота обертання валу ( $N$ ) у сучасних двигунах може значно варіюватися від 600-1000 об/хв до 12000-15000 об/хв і навіть більше у деяких випадках, наприклад, у малолітражних або гоночних автомобільних та мотоциклетних двигунах. Проте за останній час спостерігається тенденція до уникнення значного збільшення частоти обертання, зосереджуючись на збереженні ефективності та надійності двигуна. Залежно від частоти обертання, двигуни поділяють на високообертні (ВОД), середньообертні (СОД) і малообертні (МОД).

Зменшення співвідношення  $S/D$  (ходу поршня до діаметра циліндра) призводить до збільшення перекриття шатунних і корінних валиків, зменшення зношування поршневих кілець та полегшення розміщення деталей газорозподілу у кришці циліндра. Однак це може призвести до збільшення довжини та маси двигуна. Іншими словами, вибір співвідношення  $S/D$  є важливим, оскільки воно визначає розміри та масу двигуна.

Зокрема, для V-подібних двигунів з великими значеннями  $S/D$  відстані між осями циліндрів більші. Зменшення  $S/D$  особливо корисне у V-подібних та багаторядних двигунах. Зменшення висоти камери згоряння у дизелях з коротким ходом поршня може погіршити умови сумішоутворення та згоряння, що впливає на економічність двигуна. Для дизелів раціональні значення  $S/D$  близькі до одиниці.

Незважаючи на це, слід зазначити, що величина  $S/D$  визначає розміри та масу двигуна, тому потребує збалансованого підходу при проектуванні.

Середній ефективний тиск ( $p_e$ ) у двигуні визначається якістю сумішоутворення, процесом згоряння, газообміном, механічним ККД ( $\eta_m$ ), а також значеннями тиску та температури на впуску, а також від тактності двигуна.

При розробці двигуна значення  $p_e$  вибирається на основі досліджень, а потім уточнюється тепловим розрахунком. Має значення можливість подальшого форсування двигуна через наддув. Збільшення маси надходження повітря або горючої суміші внаслідок підвищення тиску на впуску (за допомогою наддуву) може значно підвищити середній ефективний тиск.

Зростання тиску на впуску може призводити до збільшення теплових та механічних напруг в деталях, зносу підшипників і навіть до детонації у двигунах з примусовим запаленням. Важливо також враховувати можливість подальшого форсування двигуна за допомогою турбонагнітачів. Збільшення маси окисника, що надходить до циліндру або готової горючої суміші через

підвищення тиску на впуску (за допомогою турбонагнітача), також може значно збільшити середній ефективний тиск.

Максимальний тиск ( $p_z$ ) у циліндрі залежить від типу циклу, ступеня стиску, виду палива, методу сумішоутворення та інших факторів. При розробці значення тиску вибирається з урахуванням призначення двигуна та способу сумішоутворення, забезпечуючи міцність ключових деталей та працездатність підшипників колінчастого вала.

Зі збільшенням кількості циліндрів у двигуні покращується рівномірність його ходу, полегшується врівноваженість, сприяє покращенню пуску та зменшенню маси маховика. Число циліндрів ( $i$ ), пов'язане з діаметром циліндра, визначається розмірами двигуна, ступенем рівномірності крутного моменту, тепловою напругою поршневої групи, вимогами до зрівноваження та умовами виробництва.

Багатоциліндрові конструкції сприяють зменшенню розмірів циліндра та всього двигуна, що дозволяє знизити масу рухливих деталей і підвищити частоту обертання колінчастого вала без перевищення напружень у деталях. Зміна числа циліндрів впливає на механічний та індикаторний ККД двигуна. При збільшенні діаметра циліндра підвищується ефективний ККД через зменшення втрат тепла в охолоджуюче середовище. Але збільшення діаметра може призвести до збільшення теплової напруги поршня та кришки циліндра, навантаження на кривошипно-шатунний механізм та підшипники. Особливо важливо це для двигунів повітряного охолодження, де діаметр циліндра зазвичай не перевищує 150 мм. Збільшення діаметра циліндра у двигунах з примусовим запаленням може бути недоцільним через зростання ризику детонації.

Маса та розміри двигуна - це ключові показники, які визначають ефективність конструкції. Часто для порівняння конструкцій використовують питомий параметр  $g$  - маса двигуна на 1 кВт потужності. Значення  $g$  залежить від багатьох факторів, таких як призначення двигуна, його конструктивна схема, матеріали деталей та інші показники.

Зі збільшенням кількості деталей ускладнюється конструкція двигуна, що, хоча не суттєво впливає на вартість самого двигуна у масовому виробництві, збільшує витрати на його обслуговування. Наприклад, для автомобільних високооберткових двигунів характерно значення  $g$  в межах 30-40 кг/кВт.

При аналізі розподілу маси між деталями двигуна важливо враховувати, що маса корпусних деталей, зокрема литого остову, може становити значну частку від загальної маси двигуна. Також важливо враховувати розташування допоміжних агрегатів. Наприклад, використання складної схеми V-подібного двигуна може зменшити масу, зокрема довжину картера та колінчастого вала при невеликому збільшенні діаметра вала.

Окрім маси, розміри двигуна є важливим параметром, який залежить від його потужності, типу, призначення та обраних параметрів конструкції. Подальший розвиток енергетичних установок передбачає постійне підвищення показників ефективності, включаючи масу та розміри.

1.3. Характеристика вимог до конструкції малооб'ємних ДВЗ у сучасних автомобілях.

Прогрес у сфері автомобільних технологій та двигунобудування має на меті покращення показників експлуатації, розширення видів палива, збільшення моторесурсу та надійності, а також підвищення потужності. Також важливе вдосконалення екологічних характеристик, зменшення шуму та вібрацій, а також зменшення витрат на обслуговування та ремонт. Кожна з цих проблем вирішується залежно від призначення двигуна.

Розглядаючи конструкції та тенденції розвитку двигунів для автомобілів, варто окремо розглядати легкові та вантажні автомобілі, а також спеціальну техніку.

На сьогоднішній день, основним типом двигуна для більшості автомобілів є двигун внутрішнього згорання з примусовим запаленням. Зазвичай це чотиритактні агрегати з числом циліндрів від 2 до 12,

розташованих рядно або у формі V. Класична конструкція передбачає використання чотиритактних чотирициліндрових двигунів з рядним вертикальним або нахиленим розташуванням циліндрів. Часто вони мають плоский колінчастий вал і можуть бути встановлені як уздовж, так і поперек автомобіля для зменшення розмірів та полегшення обслуговування.

В сучасних конструкціях автомобілів застосовуються як рядні, так і V-подібні чотирициліндрові двигуни, що забезпечує високий рівень врівноваженості і рівномірне обертання колінчастого вала. Рядні двигуни можуть мати один або два розподільні вали, розташовані зазвичай на головці циліндрів, і можуть приводитися в рух через ланцюгову передачу або зубчастий ремінь. Системи упорскування пального різноманітні, включаючи багатоточкове упорскування, що дозволяє точно дозувати паливо на всіх режимах роботи.

Об'єми циліндрів для легкових автомобілів можуть варіюватися від 0,9 до 4,5 літра, частота обертання колінчастого вала може досягати 7000 обертів за хвилину, а питома маса двигуна зазвичай коливається в межах 1,4-2,7 кг/кВт. І хоча досягнуті позитивні результати стосовно маси, розмірів, потужності і ефективності, двигуни з примусовим запаленням продовжують зустрічати виклики в експлуатаційній економічності та екологічному відношенні.

В міських умовах автомобільні двигуни часто працюють на перехідних режимах через часті пуски та недостатній прогрів, що призводить до низької ефективності та високої токсичності відпрацьованих газів. Наприклад, якщо при повному навантаженні ефективність двигуна із примусовим запаленням становить 30-32%, то при часткових навантаженнях вона знижується до 5-15%. Для вирішення цих проблем потрібно оптимізувати роботу двигунів на перехідних режимах або розглядати альтернативні силові установки.

У новітніх конструкціях двигунів із примусовим запаленням спостерігається тенденція до підвищення ефективності. Зокрема, контроль за детонацією за допомогою вібродатчика в головці циліндрів дозволяє

підвищувати ефективність до границі детонації. Деякі конструкції використовують системи, що автоматично регулюють ступінь стиску при роботі на часткових навантаженнях, щоб забезпечити оптимальну ефективність. Це дозволяє зменшити витрати пального та токсичність випускних газів.

Також важливим методом підвищення ефективності є відключення частини циліндрів при часткових навантаженнях. Ця система автоматично відключає частину циліндрів, а також збільшує подачу палива в працюючі циліндри. Виключення циліндрів можливе при числі циліндрів понад чотири, що може зменшити середні витрати пального на 25-30%. Крім того, заміна бензинових двигунів із примусовим запаленням на дизельні також може бути ефективним кроком для поліпшення економічності та зменшення токсичності.

Щодо будови поршнів, їх можна мати як складені, так і виготовлені методом лиття з високоміцного чавуну. Поршні охолоджуються системою масляного охолодження через канали у колінчастому валу та шатунах. Кожен циліндр обладнаний окремою кришкою, яка може бути зроблена з чавуну, литого металу або зварно-ливої сталі. Розподільні вали зазвичай знаходяться в коритах блоків або у формі V. Іноді використовуються один або два окремі розподільні вали. Паливні насоси можуть бути незалежними для кожного циліндра.

Ці технологічні нововведення дозволяють збільшувати агрегатні потужності та покращувати ефективність двигунів, що робить їх більш конкурентоспроможними в автомобільній індустрії сьогодення.

Масильна система двигунів, зазвичай, включає сухий картер, відкачувальний та нагнітаючий насоси, а також додаткові фільтри та відцентрові маслоочисники. Важливо зазначити, що охолоджувачі масла часто встановлюються окремо від самого двигуна. Система охолодження, як правило, має циркуляційний та замкнутий тип роботи. Система запуску, яка зазвичай має автоматичний пусковий електричний привід, використовує



електричний старт, що здійснюється за допомогою акумуляторної батареї. У такому випадку можливе використання електрогенератора, який може переключатися на функцію електродвигуна.

У високооберткових двигунах використовується система наддуву постійного тиску, оскільки використання імпульсної системи при великій кількості циліндрів може ускладнити конструкції газових трубопроводів. При високому тиску наддуву, імпульсна система може мати невеликий вплив. Для наддуву чотиритактних двигунів часто використовують вільні турбокомпресори. Механічний зв'язок між турбіною та компресором і валом двигуна може бути застосований у деяких двотактних і, менше, чотиритактних двигунах. Наддув двотактних двигунів, як правило, відбувається за допомогою двоступінчастої схеми.

На сьогоднішній день спостерігається тенденція до використання високофорсованих дизелів з підвищеною частотою обертання у різних галузях. Це досягається шляхом розробки модельного ряду на основі кожного типу двигуна, де стараються досягти високого рівня уніфікації деталей та технологічного обладнання. Зазвичай найпотужніший дизель у модельному ряді має значно більшу потужність, ніж найменший. Для дизелів того ж типу моторесурс може варіюватися в широких межах в залежності від номінальної потужності, призначення та умов експлуатації.

Для розширення застосування високооберткових дизелів і їх форсування за рахунок підвищення тиску наддуву та адаптації до різних типів палива використовуються нові технічні рішення та ідеї, а також ті, що були випробувані на дизелях інших класів. Використання низькосортних палив вимагає впровадження заходів, спрямованих на зниження теплового навантаження на деталі камери згоряння. Серед таких заходів можна вказати використання передкамер змінної геометрії, зміну фаз газорозподілу, введення систем охолодження для сідел клапанів та верхньої частини втулок циліндрів, застосування інтенсивного охолодження, використання поворотних пристроїв для випускних клапанів, підігрів наддувочного повітря

тощо. Дуже перспективним є застосування системи електронного керування впорскування палива, яка дозволяє узгоджувати час початку впорскування з тривалістю залежно від виду палива, що покращує економічність та знижує мінімально допустиму частоту обертання колінчастого вала.

## 2. УЗАГАЛЬНЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ КОНСТРУКЦІЇ ТА ІНЖЕНЕРНИХ РІШЕНЬ СУЧАСНИХ МАЛООБ'ЄМНИХ ДВИГУНІВ

### 2.1. Огляд інформаційних відомостей

У сучасній індустрії двигунобудування виділяють кілька основних напрямів у проектуванні двигунів. Німецький, американський та японський підходи мають свої унікальні особливості у будові та вигляді, хоча з часом розбіжності між ними зменшуються.

Німецькі двигуни характеризуються високим рівнем деталізації, використанням великих поршнів і збільшених діаметрів ключкового валу. Основні деталі виготовляються з високоякісних матеріалів, що забезпечує їхню довговічність та надійність. Хоча конструкція німецьких двигунів може бути складною, вони залишаються надійними завдяки високому рівню якості виготовлення та використанню відмінних матеріалів.

Американські двигуни відомі своїми великими розмірами і об'ємами. Однак за останні роки вплив японських технологій на них став помітнішим. У них з'явилися двигуни з подвійними розподільними валами, турбонаддувом та легкими поршнями. Незважаючи на це, американські двигуни залишаються легко впізнаваними та популярними в американських автомобілях.

Японські двигуни відрізняються компактністю та ефективним використанням простору. У них кожен детально прорахований міліметр та грам металу. Вони досягають міцності деталей не тільки за рахунок легування металу, але й через використання спеціальних технологій виготовлення. Японські двигуни вражають своєю простотою та великою кількістю трубопроводів.

Основні тенденції у сучасних двигунах включають зменшення робочого об'єму, використання багатоклапанних головок блоку, компресорів наддування та безпосереднього впорскування пального, а також використання новітніх матеріалів та технологій.

Детальне дослідження цих аспектів дозволить виокремити ключові особливості та тенденції у конструюванні малооб'ємних двигунів.

## 2.2. Аналіз технічних рішень блоків циліндрів

Блок циліндрів, відомий також як блок-картер, призначений для приймання навантаження від рухомих деталей, які здійснюють обертальні та поступальні рухи. Найпоширенішими є рядні чотирициліндрові двигуни, які зазвичай мають блок, виготовлений зі сірого легованого чавуну. Цей блок включає гільзи циліндрів, які відлиті разом з блоком, утворюючи сорочку для охолодження між гільзами та зовнішніми стінками (див. рис. 2.1).

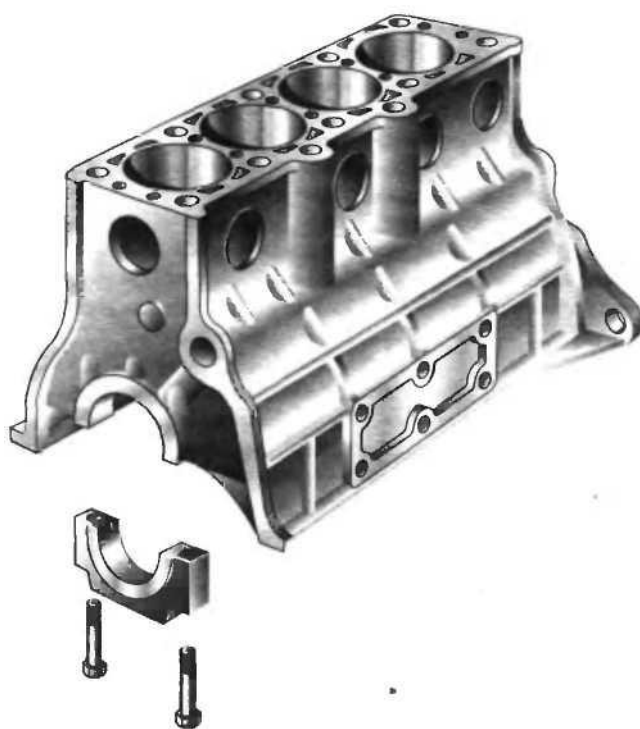


Рис. 2.1. Блок циліндрів чотирициліндрового ДВЗ класичної конструкції

У нижній частині блоку циліндрів розташовані отвори, відомі як постелі для вкладишів підшипників колінчастого вала. Ці постелі обробляються на прецизійному устаткуванні з високою точністю. Під час обробки блоку важливо дотримуватися таких параметрів:

- співвісність отворів у всіх постелях блоку;

- однаковий розмір (діаметр) усіх постелей, за винятком спеціальних конструкцій;
- перпендикулярність осей постелі і циліндрів;
- паралельність площини рознімання блоку з головкою та осі постелі;
- паралельність осей постелі допоміжних і розподільних валів (якщо вони встановлені в блоці) осі постелі колінчастого вала.

Постелі в блоку формуються за допомогою кришок корінних підшипників, які перед обробкою затягуються з визначеним моментом. Форма і розмір отворів постелей після обробки частково залежать від моменту затягування болтів. Тому під час зборки двигуна після ремонту важливо дотримуватися рекомендацій виробника.

Кришки корінних підшипників монтується на блок відповідно до номерів, вбитих на них, зазвичай у бік коробки передач (див. рис. 2.3). Однак на деяких двигунах кришки виготовлені як одна деталь, з'єднані перемичками. Ця конструкція сприяє підвищенню твердості блоку, а також може включати додаткові болти для стягування бокових стінок картера з кришками.

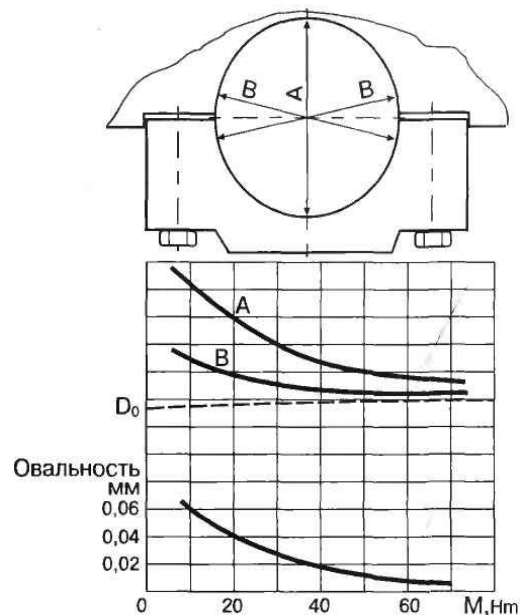


Рис. 2.2. діаграми дії моменту при укрупненні болтів, на розмір отворів постелив корінних підшипників колінчастого вала:  $D_0$  - номінальний розмір

Твердість блоку є критичним параметром, який визначає його стійкість до пружних деформацій під дією різних сил. Під час експлуатації двигуна колінчастий вал випробовує згинальні навантаження від тиску газів та сил інерції, переданих через шатуни від поршнів. Ці навантаження передаються на корінні опори колінчастого вала, що призводить до згину блоку. Недостатня твердість може спричинити швидке зношування підшипників та виходу двигуна з ладу.

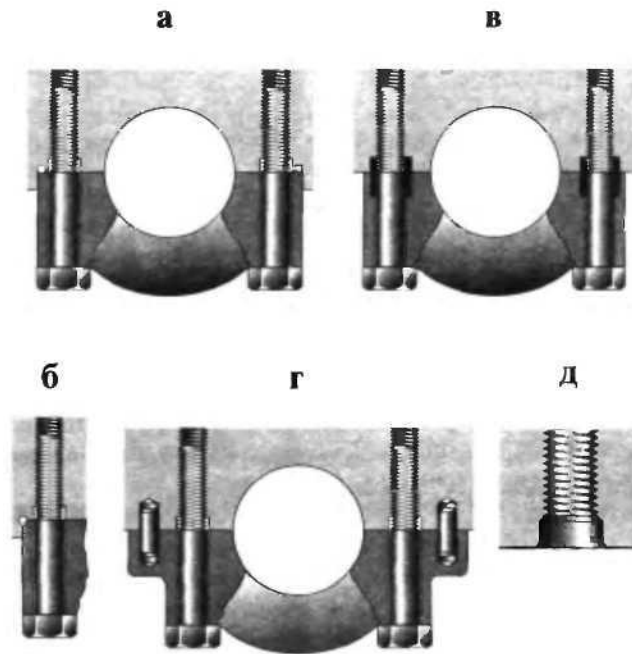


Рис. 2.3. Варіанти фіксації кришок корінних підшипників колінчастого вала до блоку-картера

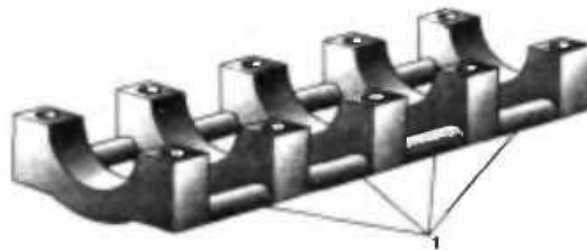


Рис. 2.4. Кришка корінних підшипників, виготовлена як одна деталь:

1 - перемички, які спрямовані на утримання додаткового силового зв'язку

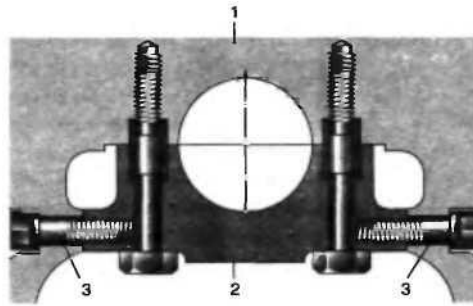


Рис. 2.5. Підвищення жорсткості блоку введенням додаткових «бокових» болтів кришок: 1 - блок; 2 - кришка; 3 - додаткові «бокові» болти

Твердість блоку на згин зазвичай збільшується за рахунок збільшення відстані від площини рознімання корінних підшипників до нижньої площини рознімання блоку та піддона картера, а також за рахунок збільшення ширини блоку та товщини його стінок. Це особливо важливо для рядних багатоциліндрових двигунів з великим числом циліндрів.

Твердість і міцність конструкції підвищують також литі піддони, які зазвичай виготовляються з алюмінієвих або полімерних сплавів, з різними ребрами жорсткості та підсилювачами. Це дозволяє підвищити стійкість блоку до навантажень (див. рис. 2.6).

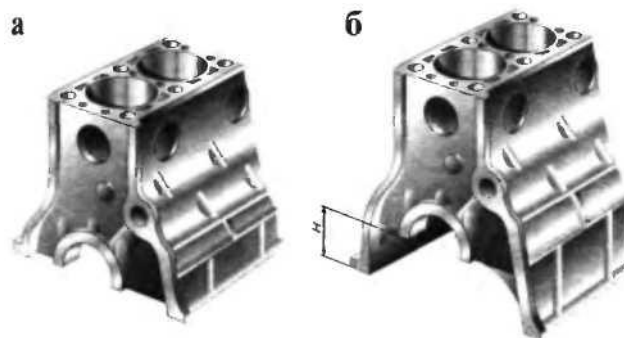


Рис. 2.6. Підвищення жорсткості блоку-картера (а) шляхом збільшення розміру Н (б)

Низьку твердість блоку можна помітити на деяких моделях, наприклад, ALFA-ROMEO та ROVER, де опори колінчастого вала виготовлені рознімними. Ця конструкція, відома як «тунельний» блок, має свої обмеження через складність та збільшену масу.

Навколо кожного циліндра у блоку розташовані різьбові отвори для кріплення головки блоку, які не пов'язані безпосередньо з гільзою. Це зменшує деформацію гільзи при затягуванні болтів головки, забезпечуючи стабільність роботи двигуна. (див. рис. 2.7, 2.8)

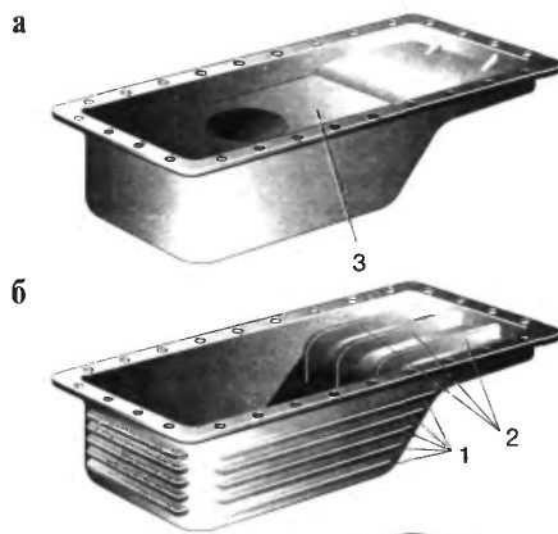


Рис. 2.7. Вигляд сучасних піддонів картера: 1 - ребра охолодження; 2 - пілястри для напрямку потоків мастила; 3 - екран

Інноваційні рішення у конструкції сучасних двигунів часто включають використання протоків охолоджуючої рідини між гільзами циліндрів. Це дозволяє зменшити чутливість блока до перегріву, оскільки температурна деформація гільз при нагріванні та охолодженні двигуна стає мінімальною. В такому випадку прогорання прокладки головки блоку, особливо між циліндрами, стає рідкісним явищем (див. рис. 2.9, 2.10)

Проте, не зважаючи на переваги цієї конструкції, вона застосовується рідко через зростання габаритних розмірів двигуна та зменшення його твердості. Блоки, що використовують протоки охолоджуючої рідини, зазвичай виготовляються з легованого чавуну або спеціального алюмінієвого сплаву з легованим покриттям циліндрів. Це забезпечує необхідну зносостійкість в умовах тертя між гільзою та поршневими кільцями, а також між гільзою та поршнем.

На деяких дизельних двигунах іноді використовуються тонкостінні «сухі» гільзи із зносостійкого чавуна спеціальної сталі, які запресовуються в



блок з менш дорогого сірого чавуна. Однак ця конструкція може ускладнювати ремонт, оскільки обмежує можливість ремонтного збільшення діаметра циліндра та може бути складною для обслуговування.

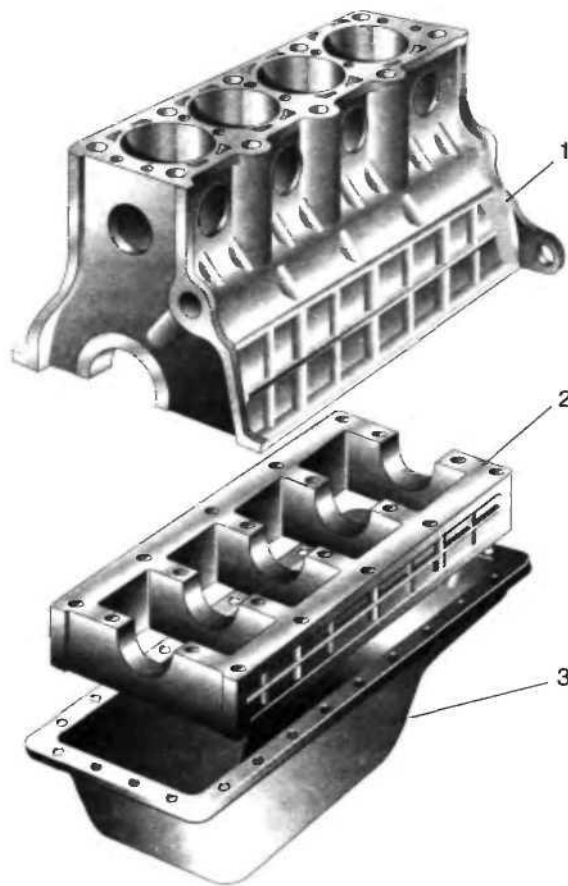


Рис. 2.8. Підвищення жорсткості блоку з використанням розімної нижньої частини картера: 1 - блок; 2 - картер; 3 - піддон картера

Сучасні малооб'ємні двигуни в основному використовують алюмінієві блоки зі спеціальними покриттями. Протокол виливки блоку сприяє спрямованій кристалізації кремнію в поверхні дзеркала циліндрів, що забезпечує високу зносостійкість в парі з поршнем, оснащеним гальванічним покриттям залізом та хромованими кільцями.

Інноваційні алюмінієві блоки циліндрів із різними покриттями на робочій поверхні мають значні переваги, зокрема стабільність зазору між поршнем і циліндром в широкому діапазоні температур, що дозволяє досягти більш високого ресурсу пари «циліндр-поршень». Однак такі конструкції

можуть бути складнішими для ремонту та експлуатації, особливо у випадку перегріву двигуна або необхідності ремонту зношених деталей.



Рис. 2.9. Картер так званого тунельного типу: 1 - нероз'ємна опора; 2 - рознімна опора; 3 - болт, який стримує опору від провертання.

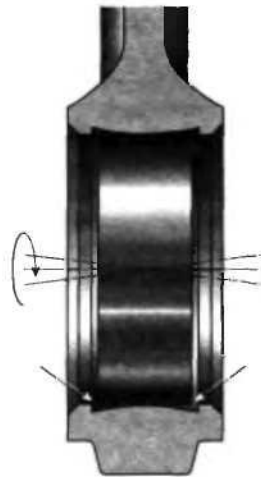


Рис. 2.10. Представлення нерівномірного спрацювання постелі шатуна. Стрілками показані зони максимального зношення

Отже, інноваційні рішення у конструкції блоків циліндрів сучасних двигунів дозволяють досягти покращеного ефективності та надійності, але

вимагають уважного обслуговування та експлуатації для збереження їхніх переваг (див. рис. 2.13).

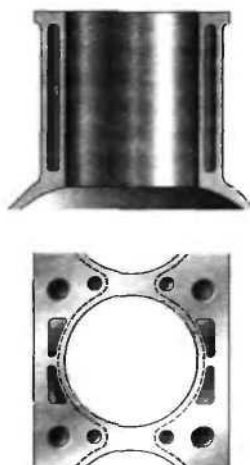


Рис. 2.11. Вигляд типової сорочки водяного охолодження блоку циліндрів ДВЗ.



Рис. 2.12. Вигляд різбового отвору болтів кріплення головки блоку циліндрів: 1 – додаткова проточка різблення; 2 – можливі деформації за відсутності додаткової проточки.

Двигуни з опозитним розташуванням циліндрів, такі як ті, що використовуються у VOLKSWAGEN, PORSCHE, SUBARU, зазвичай мають рознімний картер, який може бути менш зручним для обслуговування та ремонту через площину рознімання, що проходить через вісь колінчатого вала. Ці конструкції, хоча рідко використовуються, особливо фірмами PORSCHE і SUBARU, можуть потребувати спеціалізованого підходу до обслуговування через особливості розташування цієї площини.

Загалом, з ростом вимог до якості та ефективності автомобільних двигунів, алюмінієві блоки з різними покриттями стають більш

популярними. Вони забезпечують високу стабільність і тривалий термін служби пари «циліндр-поршень», хоча їх експлуатація та ремонт можуть вимагати специфічного підходу та дотримання технологічних вимог.

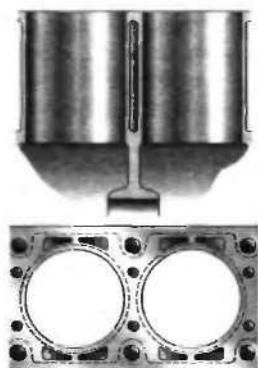


Рис. 2.13. Сучасна сорочка водяного охолодження з можливістю здійснення протоку охолоджуючої рідини між циліндрами

У багатьох двигунах закриття масляних каналів реалізується через використання різьблених заглушок або сталевих кульок, які вбиваються в отвір каналу під час зборки блоку. Різьбовані заглушки дозволяють відносно просто видаляти їх для очищення каналів від бруду та металевих частин, у той час як пробки можуть вимагати використання свердловини для їх видалення. Стосовно сталевих кульок, вони можуть бути вкрай важкодоступними для видалення, що може призвести до проблем при обслуговуванні та ремонті (див. рис. 2.19).

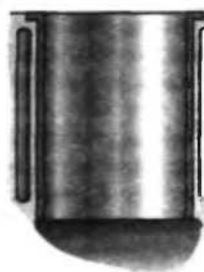


Рис. 2.14. Загальний вигляд типової сухої гільзи

У деяких конструкціях двигунів також можуть бути встановлені допоміжні або балансові вали з власними опорами, які забезпечують подачу

моторного масла з головного каналу. Додатково, масло може подаватися до гідравлічного натягувача ланцюга, якщо такий використовується у конструкції двигуна. Такі рішення сприяють оптимізації роботи двигуна та збільшують його тривалий термін служби.

### 2.3. Кривошипно-шатунний механізм двигунів внутрішнього згорання

Механізм кривошипно-шатунного з'єднання двигуна складається з колінчастого вала, підшипників та шатунів. Його основна функція - перетворювати зворотно-поступальний рух поршнів на обертальний рух колінчастого вала для передачі сил тиску газів на поршні.

#### 2.3.1. Колінчасті та балансірні вали

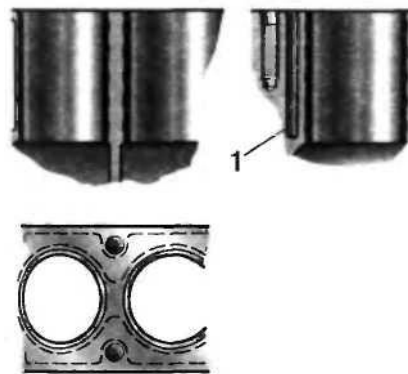


Рис. 2.15. Загальний вигляд блоку ДВЗ з легко сплавного матеріалу та застосуванням «сухих» чавунних гільз:

1 – з'єднання гільзи і сорочки по верхній площині звичайно відсутній

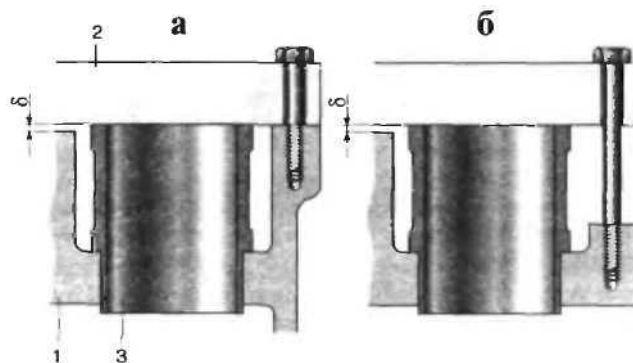


Рис. 2.16. Схема розміщення болтів кріплення головки блоку з «мокрими» гільзами: а - різьбові отвори в блоці ДВЗ зроблено у близькості

до верхньої площину; б - різьбові отвори зроблені нижче вказаної площини; 1 - блок циліндрів; 2 - головка блоку; 3 - гільза

Колінчастий вал вважається (рис. 2.20) одним з найважливіших та складних компонентів сучасних автомобільних двигунів. Він повинен відповідати високим технічним вимогам:

1. Висока точність усіх поверхонь, що взаємодіють з іншими частинами кривошипно-шатунного механізму (КШМ).
2. Стійкість до зносу та якість поверхонь для підшипників ковзання.
3. Мінімальна маса та висока міцність при великих навантаженнях.
4. Урівноваженість для запобігання вібраціям та надмірному навантаженню підшипників.

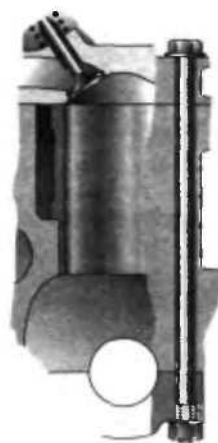


Рис. 2.17. Кріплення головки блоку анкерними болтами

Колінчасті вали, що використовуються у більшості легкових автомобілів, виготовляються з високоміцного чавуну або кованої сталі. Вони мають коліна, що складаються з двох щок, з'єднаних шийкою. Шийки піддаються термообробці для підвищення твердості та стійкості до зносу.

Конструкція вала включає шийки з противагами або без них, залежно від конструктивної схеми двигуна. Діаметри шийок рухомих шеек зазвичай становлять 20–55 мм, а фіксованих - 30–70 мм. Шийки можуть мати невеликі зменшення розмірів для забезпечення зазору у підшипниках.

Підшипники та сальники також вимагають високої точності та герметичності для ефективної роботи КШМ. Це досягається через

суперфінішну обробку поверхонь та уважне балансування всіх компонентів механізму.

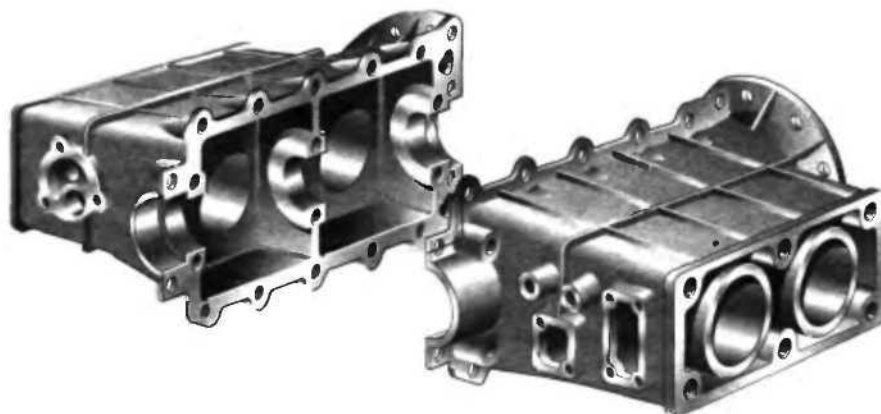


Рис. 2.18. Картер ДВЗ з можливістю розділення та опозитним розташуванням циліндрів

Важливо враховувати, що дія сил і моментів на колінчастому валу передається через підшипники на блок циліндрів і, в кінцевому рахунку, на кузов автомобіля. Урівноважування двигуна важливе для уникнення вібрацій та нерівномірності його роботи.

На сьогоднішній день, конструкції з трьома опорами в практиці практично не використовуються через їхню обмежену міцність та жорсткість при високих обертових частотах. Замість цього, використання вала з одинарними противагами стає актуальним у випадках обмежених діаметрів циліндра та малих розмірів поршнів та шатунів. У таких ситуаціях балансування маси нижньої головки шатуна може бути здійснене однією противагою, пов'язаною з відповідною шатунною шийкою. Але якщо маса шатуна значна або у двигуні дуже маленькі габарити, або шийки мають невеликий діаметр, то одна противага може бути недостатньою. Недостатнє збалансування маси противаг може призвести до вигину колінчастого вала та збільшення навантаження на підшипники, хоча це не обов'язково спричинить вібрації. У таких випадках, для зниження навантаження на корінні підшипники, можуть використовуватися дві противаги.

Для повного урівноваження рядних чотирициліндрових двигунів з об'ємом понад 1,6 літра, або для двигунів з двома або трьома циліндрами, застосовують додаткові балансирні вали. Наприклад, компанія Mitsubishi використовує два балансирні вали, які обертаються в різних напрямках з подвоєною частотою. Такий підхід також використовується компаніями Volvo, Honda, GM та іншими. Проте, попри урівноваження та відсутність вібрацій, рядні чотирициліндрові двигуни з балансирними валами можуть виявитися менш надійними в експлуатації через велику частоту обертання балансирних валів та навантаження на підшипники та інші елементи приводу.

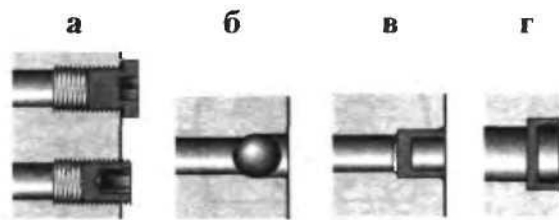


Рис. 2.19. Заглушки масляних каналів і каналів системи охолодження: а - різьбова пробка; б - кулька; в, г - пробки, установленні на пресовій посадці

Важливо зазначити, що у рядному чотирициліндровому двигуні кут між парами шатунних шийок становить  $180^\circ$ , що призводить до симетричності вала та відсутності неврівноважених моментів. Це дозволяє використовувати вал без противаг, що не генерує підвищених вібрацій. Такі вали можуть бути ефективними, особливо у V-подібних розміщеннях циліндрів, де кут між шатунними шийками робить колінчастий вал ще більш урівноваженим.





Рис. 2.21. Сили інерції та крутні моменти, що виникають у двигуні і сприймаються опорами і відповідно силовими елементами кузова автомобіля.:  $A$  - центр мас;  $P_{и}$ - сили інерції поступально рухаються мас;  $M_{и}$  - моменти від сил інерції, що розвертають двигун навколо центра мас;  $M_{кр}$  - момент, що крутить;  $M_{оп}$  - перекидаючий момент;  $P_1, P_2, P_3$  - сили реакції опор двигуна

Нові концентратори напруг можуть з'являтися при ремонті, особливо в областях, де з'єднуються радіуси шліфувального колеса і старі галтелі. Ці концентратори є потенційно небезпечними, і їх наявність повинна бути врахована під час ремонту колінчастого вала.

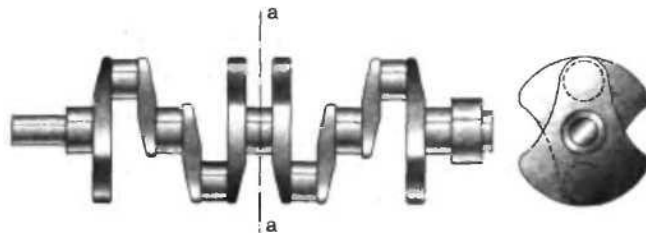


Рис. 2.21. Колінчатий вал рядного чотирициліндрового ДВЗ з використанням так званих одинарними противаг: а-а - площина симетрії

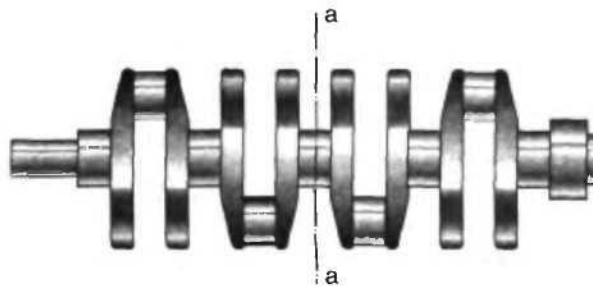


Рис. 2.23. Колінчатий вал сучасного ДВЗ з застосуванням подвійних противаг.

Щодо мастильних отворів у шатунних шийках, важливо уникати їх розташування на вершинах шийки, а замість цього здійснювати розворот масляного каналу в бік. Часто на мастильних отворах робиться спеціальна радіусна фаска, яку потім піддають поліруванню.

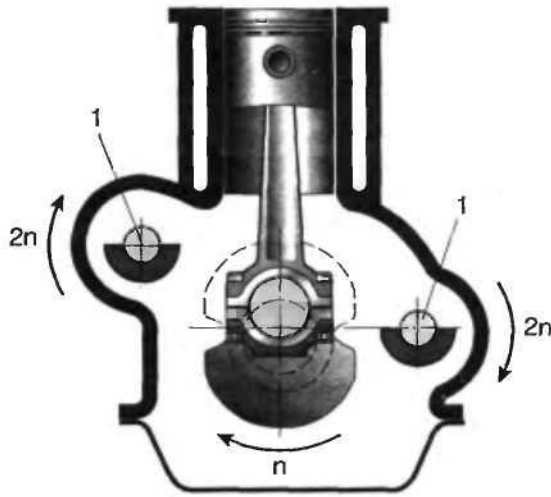


Рис. 2.24. Установка балансирних валів рядного чотирициліндрового двигуна: 1 - балансирні вали

Зазвичай колінчасті вали не мають внутрішніх порожнин, за винятком масляних каналів. Проте в останні роки з'явилися нові конструкції порожніх колінчастих валів, де шийки не є суцільними, але мають порожнини трубчастого перетину. Внутрішні порожнини у шийках валу мають складну конфігурацію для прокладання масляних каналів. Використання цієї технології дозволяє значно зменшити масу колінчастого вала і, отже, знизити навантаження на підшипники. Крім того, це економічно використовує більше металу, що є критичним для масового виробництва. Проте, варто відзначити, що у цих валах можуть виникати значні деформації при зношуванні шатунних підшипників, і є необхідність використання більш високоміцних і дорогих матеріалів.

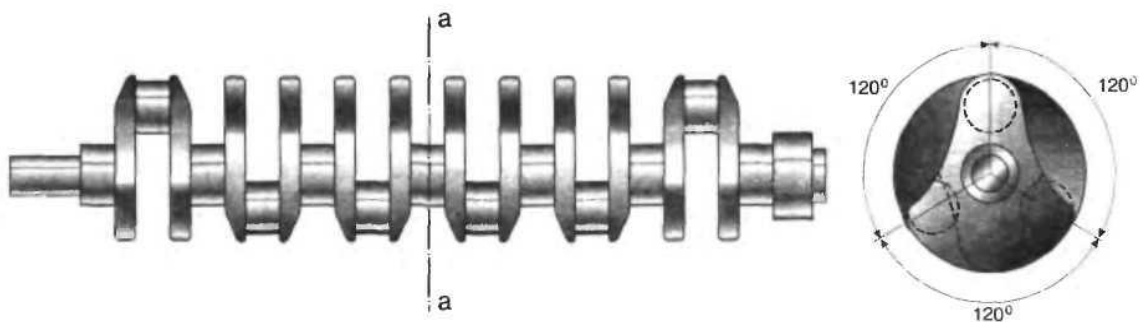


Рис. 2.25. Загальний вигляд типового семиопорного колінчастий валу рядного шестициліндрового двигуна: а-а - площина симетрії

2.3.2. Основні особливості підведення масла до місць тертя колінчастих валів.

Розглянемо деякі особливості мащення колінчастого вала. Схема з наскрізними отворами, яка перетинає корінні і шатунні шийки, є найпоширенішою. Це забезпечує безперервний потік масла до шатунних шийок, використовуючи нижні (більш навантажені) корінні вкладиші без канавок.

У багатьох рядних двигунах зазвичай одна корінна шийка змащує одну шатунну. Це дозволяє залишати одну корінну шийку без отворів, на якій можна встановити упорні підшипники (півкільця), і корінні вкладиші можуть бути без канавок.

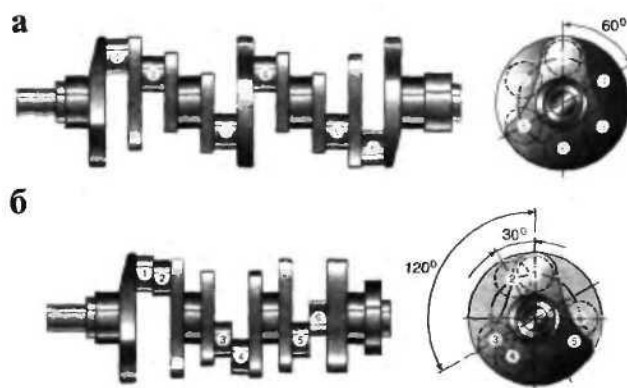


Рис. 2.26. Загальний вигляд V-подібних 6-циліндрових колінчастих валів ДВЗ: а - при куті розвалу циліндрів  $75^\circ$ ; б - при куті розвалу циліндрів  $90^\circ$  - відсутність щік між парами шатунних шийок дозволяє істотно скоротити довжину двигуна (AUDI)

Менш поширена схема має наскрізний отвір від шатунної до корінної шийки. У цій схемі всі корінні вкладиші, як правило, мають канавки, хоча існують конструкції із зниженим навантаженням на корінні підшипники, де нижні корінні вкладиші можуть бути без канавок, але мають високу міцність. Подача масла в такому випадку може бути переривчастою. Розташування отворів на шийках визначає момент подачі масла, що повинен бути згоджений з положенням колінчастого вала. Ця схема є характерною для

багатьох малооб'ємних сучасних двигунів і часто зустрічається на V-подібних двигунах, де від однієї корінної шийки змащуються дві шатунні.



Рис. 2.27. Приклад колінчатого валу двоциліндрового рядного ДВЗ. Наявна симетрія щодо середньої корінної шийки валу врівноважується (як статично, так і динамічно) тільки з масами шатунів на шатунних шийках.

Також існують інші схеми змащення. Наприклад, на деяких двигунах моторне масло подається через кришки корінних підшипників блоку, виконані як одна деталь. В цьому випадку корінні вкладиші з канавками встановлюються в напрямку максимального навантаження, інакше не забезпечити підведення масла. Деякі чотирициліндрові рядні двигуни можуть постачати моторне масло тільки до другої і четвертої корінних шийок, забезпечуючи переривчастий потік масла до шатунної шийки. У такому випадку важливим стає розташування отворів на шийках, оскільки це визначає момент подачі масла і його вплив на працездатність і ресурс шатунних підшипників.



Рис. 2.28. Переріз вала з концентрацією напруги та можливістю виникнення втомних тріщин: А – виникнення можливих втомних тріщин

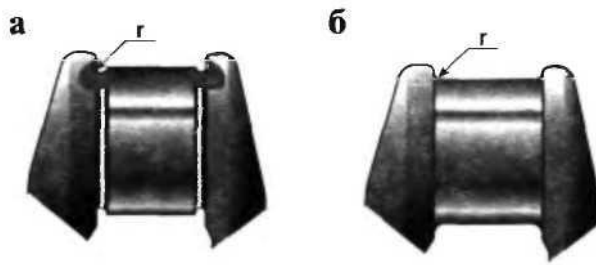


Рис. 2.29. Вигляд геометричних форм галтелей шийок колінчатого вала: а – стандартної конструкції; б - для високофорсованих двигунів;  $r$  – радіус заокруглення

Ще однією конструкцією схеми змащення колінчастого вала є варіант, використовуваний на двигунах ALFA ROMEO. Тут шатунні шийки змащуються від першої, третьої і п'ятої корінних, а друга і четверта корінні - через першу і п'яту шатунні. Такий підхід трохи спрощує конструкцію блоку, оскільки не вимагає подачі мастила до другої і четвертої опор.

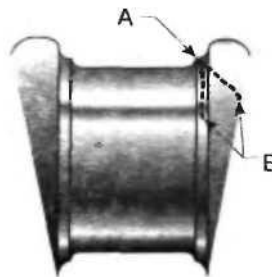


Рис. 2.30. Можливе спотворення форми галтелей при ремонті вала: А - концентратор напруги; Б - можливі напрямки розвитку втомних тріщин

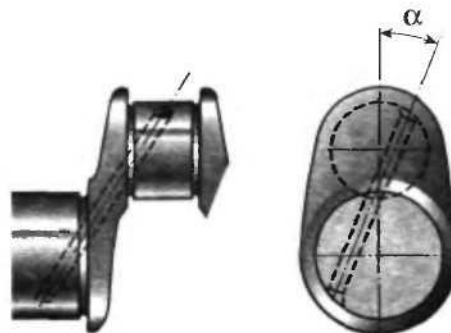


Рис. 2.31. Уведення отвору від вершини шатунної шийки для зміцнення конструкції



Рис. 2.32. Вигляд отвору подачі моторного масла на шатунну шийку: а - кутова фаска (найбільше часто застосовуваний варіант); б - радіусна фаска

Подача моторного масла до корінних опор зазвичай реалізується через отвори, які з'єднуються з основним масляним каналом, що прокладений вздовж осі блоку. У відділенні ложементу часто присутні канавки, що сприяють підвищенню подачі масла до шатунних шийок через рівнобіжні потоки мастила з обох боків вкладишів. цей захід може бути особливо важливим для високофорсованих двигунів.

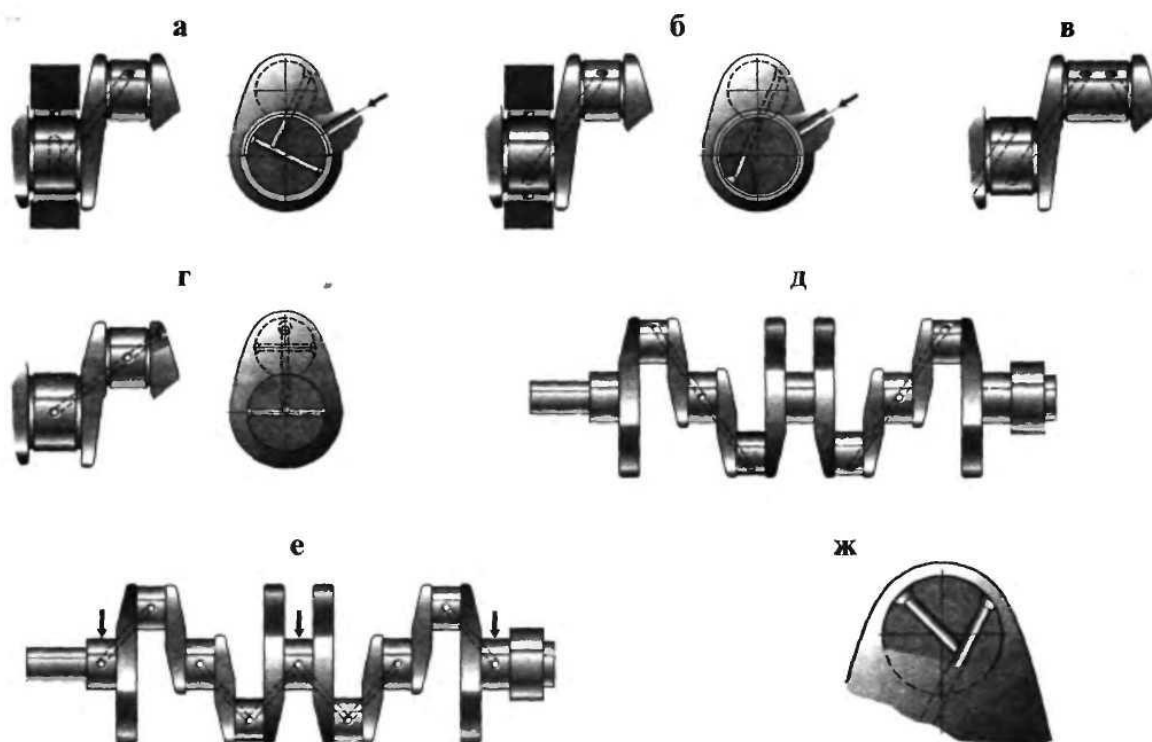


Рис. 2.33. Основні рішення забезпечення мащення шатунних підшипників колінчатого вала: а - отвір від шатунної шийки до наскрізного отвору в корінній; б - отвір від корінної шийки до шатунного; в - схема змащення валів V-подібних двигунів; г - отвір, що з'єднує наскрізні отвори через шатунну і корінну шийки; д - змащення двох шатунних шийок через

одну корінну; е - змащення корінних шийок через шатунні; ж - додатковий мастильний отвір на шатунній шийці

Важливими компонентами колінчастого вала є хвостовик і задній фланець, які використовуються для різних цілей, включаючи кріплення шківів і демпфера крутильних коливань, а також організацію ущільнення вала та приводу маслососа. На хвостовику може бути встановлено одну або декілька сегментних шпонок. Іноді роль шпонки виконує внутрішній виступ у отворі шківів, що входить у паз на хвостовику. Є також призматичні шпонки і циліндричні штифти. Поверхня для сальника колінчастого вала може бути створена безпосередньо на хвостовику, але існують випадки, коли ця поверхня формується за допомогою спеціального кільця або поверхні на шківі.

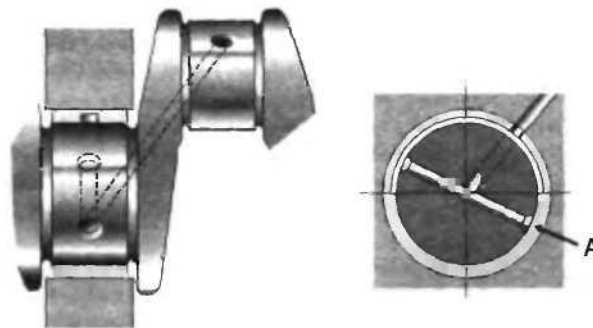


Рис. 2.34. Популярна схема розподілу масла до корінних підшипників колінчастого вала - верхній корінний вкладиш з канавкою, нижній - без канавки, А - наскрізний отвір у корінній шийці вала

Привід маслососа зазвичай виконується через ремінь на хвостовику з двома лисками, рідше - шліцевим поясом або втулкою з лисками. Маслосос також може приводитися ланцюгом із своєю зірочкою, розташованою поруч із зірочкою приводу розподільного вала див рис 2.35.



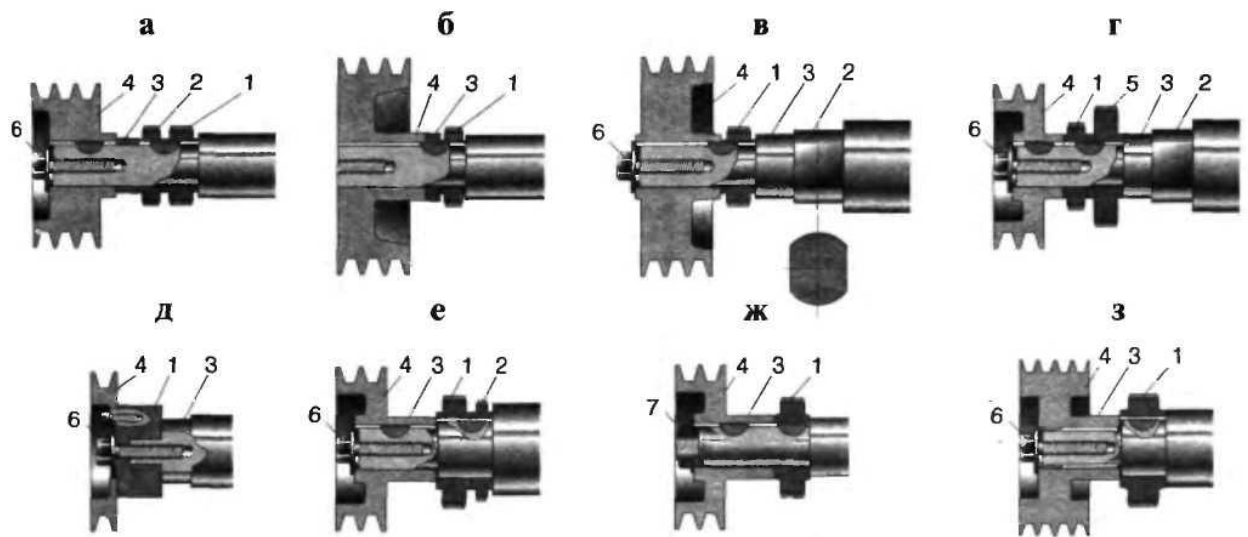


Рис. 2.35. Класичні технічні рішення хвостовиків колінчатих валів: а, в, г, е - установка і фіксація на хвостовику болтом і шпонками; б - фіксація силою тертя (пресова посадка); д - установка виступу на деталі в паз на хвостовику; ж - фіксація гайкою; е - установка деталей на шпідцах; 1 - зірочка (шків) приводу ГРМ; 2 - зірочка (шліци) приводу маслососа; 3 - чи втулка поверхня переднього сальника; 4 - шків (гаситель коливань); 5 - зірочка (шків) приводу додаткових валів; 6 - болт; 7 – гайка.

У більшості валів набір елементів на хвостовику фіксується болтом із значним моментом затягування. Болти, які фіксують гасильники крутильних коливань, мають ще більший момент затягування. Гасильники коливань зазвичай з'єднані з маточиною за допомогою пружного гумового елемента.

Задній фланець колінчастого вала в більшості двигунів виконує функцію для маховика і має поверхню під задній сальник. Він також центрує маховик. Нерідко гасильники коливань мають пресовану посадку на хвостовику. Для підвищення моменту затягу до 400-450 Нм деякі виробники використовують гайку замість болта. Гаситель крутильних коливань розташовується на передньому кінці колінчастого вала, оскільки саме тут амплітуда цих коливань найбільша. Він гасить ці коливання завдяки пружній деформації та гістерезису гуми ( див. рис. 2.36).

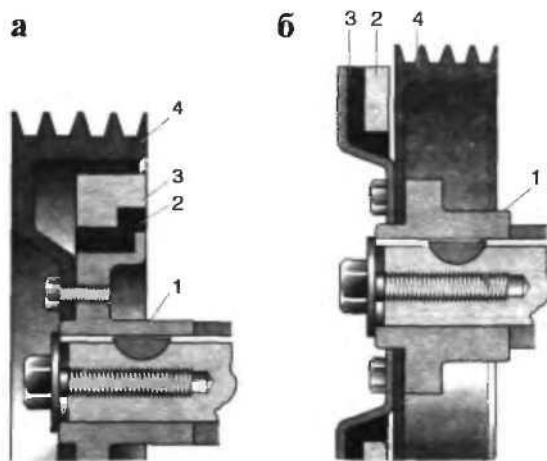


Рис. 2.36. Демпфери крутильних коливань: а - усередині шків, б - зовні; 1 - маточина; 2 - інерційна маса; 3 - гумова прокладка; 4 - шків

Задній фланець може мати отвори під болти маховика, які можуть бути глухими або наскрізними. Найчастіше вони виконуються наскрізними, але при цьому болти повинні бути затягнуті після нанесення герметичних матеріалів, щоб уникнути протікання масла (див. рис. 2.37).

Крім зазначених конструкцій, колінчасті вали можуть містити інші елементи, наприклад, диск для датчика положення колінчастого вала для системи запалювання.

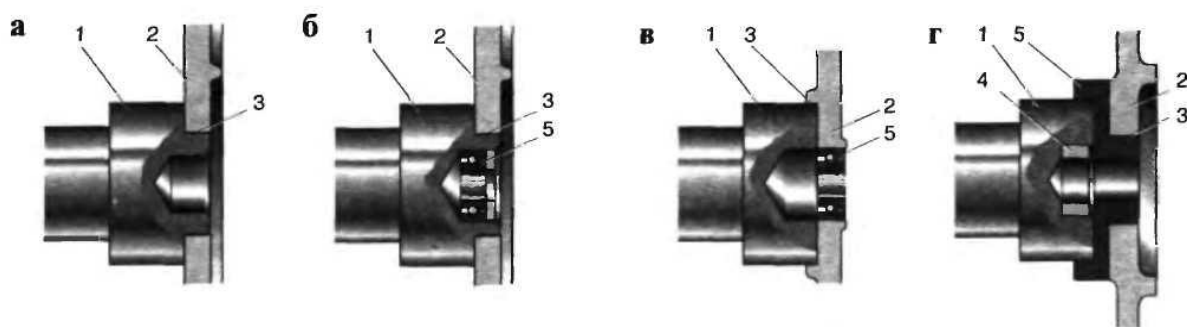


Рис. 2.37. Конструкції задніх фланців колінчатого вала і методи центрування маховика: а - по поясі, що центрує, (для автоматичних коробок передач); б - тожє для механічних коробок; в - по поясі заднього сальника; г - за допомогою перехідної втулки; 1 - ущільнювальний пояс сальника; 2 - маховик; 3 - пояс, що центрує; 4 - втулка; 5 - підшипник; 6 - перехідник

Більшість автомобільних двигунів використовують підшипники ковзання. При цьому зсув вала в підшипнику при навантаженні в мастильному середовищі утворює ексцентриситет, який запобігає зіткненню вала з поверхнею вкладиша. Важливо, щоб ширина підшипника, його в'язкість та тиск мастила були належними для витримки навантаження.

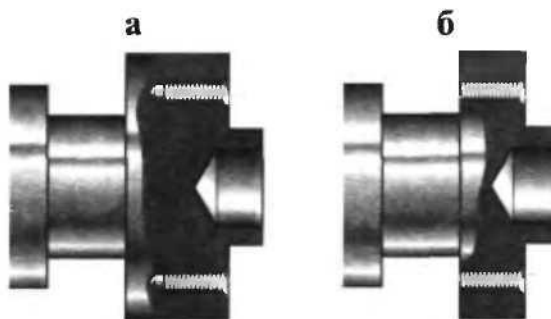


Рис. 2.38. Різновид кріпильних отворів для укрупнення болтів кріплення маховика:

а - глухі отвори (застосовуються при більш широких фланцях); б - наскрізні отвори (необхідно обов'язкове застосування герметиків)

### 2.3.3. Підшипники ковзання двигуна

В сучасних двигунах автомобілів ключовими характеристиками підшипників ковзання є:

- висока твердість вала в поєднанні з м'яким матеріалом підшипника;
- ефективні антифрикційні властивості матеріалу підшипника;
- висока втомна міцність та корозійна стійкість поверхні підшипника;
- чистота поверхні деталей, низький коефіцієнт тертя та ефективне виведення тепла;
- правильна геометрія деталей без відхилень осей вала та підшипника;
- гарантований зазор у підшипнику;
- відсутність взаємних ударів горловин вала, які можуть надмірно навантажувати підшипники;
- висока якість мастила з правильною в'язкістю та присадками.

У сучасних двигунах легкових автомобілів використовують тонкостінні вкладиші та втулки товщиною 1,0–2,5 мм (див рис. 2.39). Ці вкладиші

багатошарові зі сталеву стрічкою як основою для антифрикційного шару. Матеріали вкладишів важливі для тривалості двигуна, і різні матеріали застосовуються для різних типів двигунів.

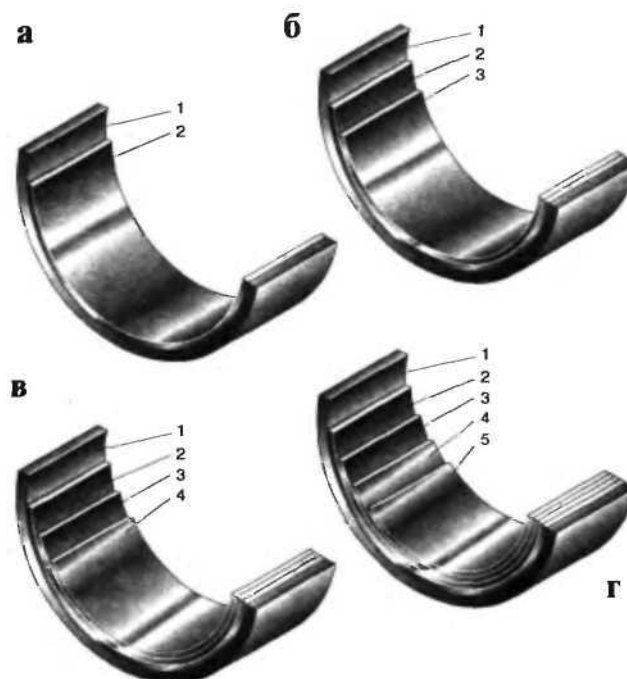


Рис. 2.39. Класична будова типових підшипників ковзання: а - 2-спойные; б - 3-слойные; в - 4-слойные; г - 5-слойные; 1 - сталевая основа; 2 - основной материал; 3 - підшар; 4 - основне покриття; 5 - додаткове покриття (олово)

Сучасні тенденції включають зменшення товщини вкладишів для покращення прилягання, тепловідведення, геометрії та ресурсу підшипника. Натяг вкладишів відіграє важливу роль і забезпечується правильною формою зовнішньої поверхні вкладиша та виступом по довжині постелі для гарантованого прилягання.

Профіль вкладиша і його натяг по довжині та діаметру постелі гарантують, що вкладиш буде правильно прилягати та не зможе зміщуватися від сил тертя. Це допомагає зменшити зазор у підшипнику, покращити тепловідведення та збільшити опір провертанню, що сприяє збільшенню допустимого навантаження.

Вкладиші виготовляються зі стрічки, що піддається штампуванню для отримання необхідної форми. Торці та робоча поверхня вкладиша обробляються. Точність обробки вкладиша дуже важлива і складає близько 0,01–0,02 мм по довжині (торцям) і 0,002–0,005 мм по товщині (див рис. 2.39). Замок на вкладиші головним чином служить як направляючий елемент, що запобігає зміщенню вкладиша в осьовому та окружному напрямках через сили тертя.

У сучасних двигунах часто не використовують замки на вкладишах, а вкладиші утримуються в постелі завдяки силі тертя. Замки в цьому випадку використовуються лише як додатковий елемент безпеки при ослабленні натягу.

Деякі виробники, як BMW, Mercedes-Benz, GM, Ford, Toyota, Mitsubishi, Opel, використовують упорні підшипники у формі фланців, які виготовлені як одне ціле з корінними вкладишами. Ці вкладиші мають свої переваги, такі як спрощена збірка і автоматичне утримання від обертання і випадання.

У зборці двигуна зазор у підшипниках колінчастого вала зазвичай становить 0,03–0,08 мм, що впливає на шум та тертя в системі. Зазор менше 0,03 мм може призвести до ушкодження вкладишів, а зазор більше 0,07–0,08 мм може знизити тиск мастила та загрожувати ресурсу двигуна.

Підшипники ковзання на вторинних валах - це втулки товщиною 1,5-1,8 мм, які вставляються в розточення (постіль) з діаметральним натягом 0,02-0,05 мм. Іноді краї втулок мають фігурну форму, щоб запобігти деформації поверхні та витокам мастила у зоні контакту. Зазори в таких підшипниках зазвичай трошки більші, від 0,05 до 0,08 мм (великі значення відповідають високообертним балансирним валам). Змащення цих підшипників може здійснюватися шляхом подачі мастила до кожного окремого підшипника.

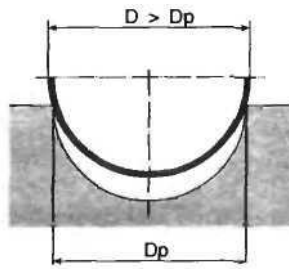


Рис. 2.40. Збільшення зовнішнього діаметру підшипника ковзання:  $D_p$  - діаметр постелі;  $D - D_p$  - натяг вкладиша по діаметрі (розпрямлення)

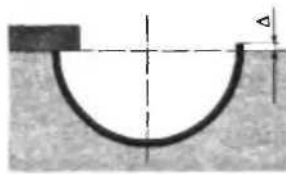


Рис. 2.41. Виступи підшипників ковзання при монтажу:  $\Delta$  - натяг вкладиша по довжині постелі (виступа).

Шатун відіграє важливу роль у системі КШМ, з'єднуючи порушний рух поршня з обертанням колінчастого вала. Це дуже точна деталь, яка має вирішальне значення для правильної роботи двигуна. Однією з основних вимог щодо шатуна є паралельність отворів верхньої та нижньої головок. На 100 мм довжини, непаралельність не повинна перевищувати 0,02-0,03 мм. Навіть незначний зсув може призвести до деформації шатунних вкладишів та зменшення їхньої навантажувальної здатності.

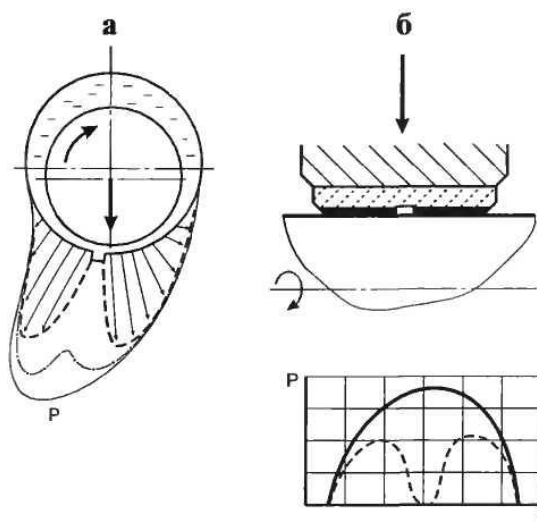


Рис. 2.42. Діаграми навантажень підшипників ковзання при застосуванні канавок різного типу: а - подовжня канавка (уздовж осі вала); (—) - без канавки; (-·-·-) - некрізна канавка; (---) - наскрізна канавка; б - кругова канавка; (—) - без канавки; (---) - з канавкою

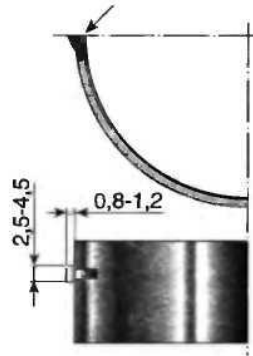


Рис. 2.43. Класична конструкція замкового механізму підшипника ковзання.

#### 2.3.4. Шатуни та їх кріпильні елементи

Шатун зазнає навантаження від циклічного руху, тому його втомна міцність - ключова характеристика. Більшість сучасних шатунів (рис. 2.50) мають симетричну форму зі стрижнем, плоскою кришкою та гладким з'єднанням головок зі стрижнем. Вони виготовляються з відповідного матеріалу та застосовуються високотехнологічні процеси для досягнення високої міцності. Шатуни в дизельних двигунах часто мають більший стрижень, ніж у бензинових двигунах.

Матеріали для шатунів включають марганцеві, хромисті, хромонікелеві або хромомолібденові сталі з вмістом вуглецю 0,30-0,45%. У виробництві важливо зберігати низький вміст легуючих елементів та застосовувати високотехнологічні методи. Готові заготовки для шатунів отримують штампуванням з проміжною термообробкою, що підвищує міцність матеріалу.

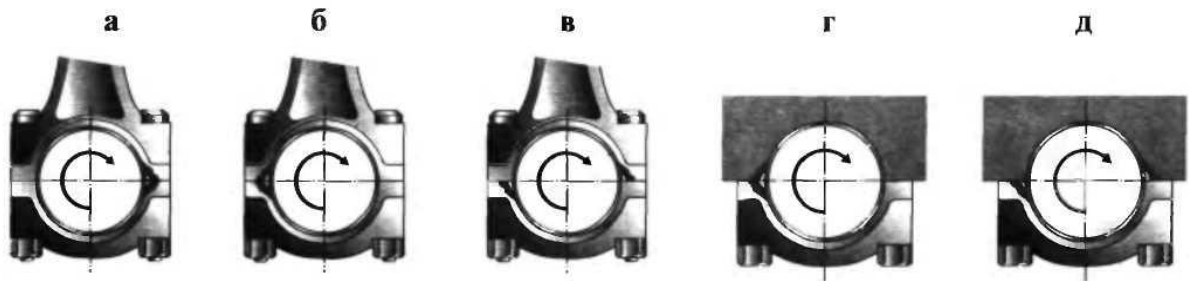


Рис. 2.45. Знаходження замків корінних і шатунних вкладишів: а, г - замок найбільш навантаженого підшипника ковзання за напрямком обертання; в, д - обидва замки на підшипнику ковзання за напрямком обертання; б - замок менш навантаженого підшипника ковзання за напрямком обертання

Під час проектування шатуна враховують правила, що зменшують напруги в найбільш критичних ділянках (рис. 2.51) і роблять конструкцію більш рівномірною. Щодо болтів, для них застосовують сталі з вмістом вуглецю не менше 0,3%. Ці болти, що працюють під циклічним навантаженням, вимагають високої міцності та спеціальних технічних рішень.

Більшість сучасних шатунів мають конструкцію з тендітним зломом на розніманні кришки (рис. 2.53), що забезпечує ідеальну круглість отвору нижньої головки без додаткового центрування. Однак ці шатуни не піддаються ремонту.

Отвори у верхній і нижній головках шатунів в більшості двигунів остаточно обробляються за допомогою хонінгування з точністю приблизно 0,015 мм. Маса шатунів може відрізнятись на 1% в середньому, що вважається прийнятним.

У сучасних двигунах часто використовують плаваючі пальці (рис. 2.54). У верхній головці шатуна розміщується втулка, яка зазвичай має залізо-бронзове покриття товщиною 1,0-1,5 мм, або тонкостінна втулка з листової бронзи. Основним матеріалом для втулок є олов'яно-свинцевата бронза типу  $\text{CuPb}_{10}\text{Sn}_{10}$ .



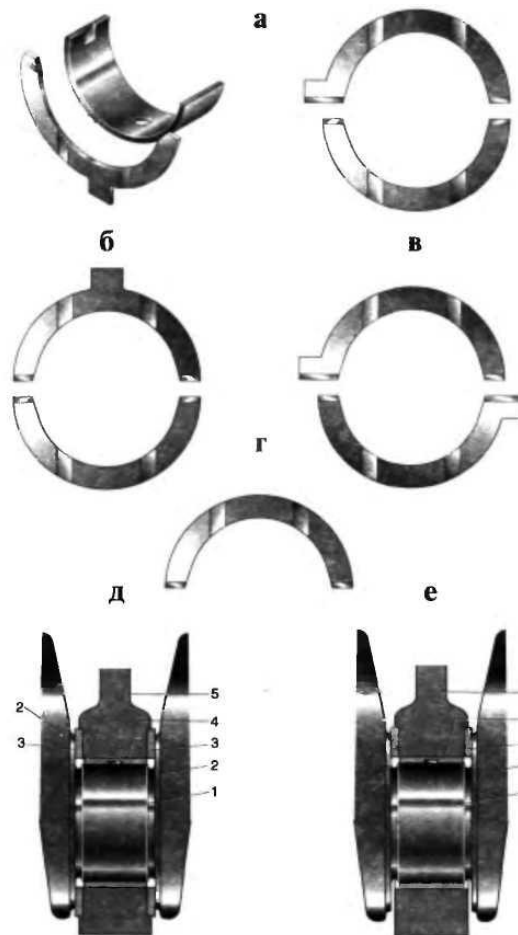


Рис. 2.46. Схема упорного підшипника з півкільцями: а, б, в - пари півкільцець, одне з яких має фіксуєуючий виступ; г - просте півкільце; д - установка двох пар півкільцець; е - установка двох простих півкільцець; 1 - шейку вала; 2 - щока; 3 - півкільце; 4 - вкладиш; 5 - опора блоку

Під час роботи двигуна поршневий палець обертається у втулці з невеликою швидкістю. Благодаря точній геометрії, високій твердості і чистоті поверхні пальця, а також сполученню з матеріалом втулки, для працездатності деталей не потрібна подача мастила під тиском. Тому шатуни з плаваючими пальцями мають отвір для змащення втулки і пальця на верхній головці. Моторне масло, яке знімається з поверхні циліндра кільцями, надходить всередину поршня через отвори, а звідти в краплях потрапляє в отвір верхньої головки шатуна.

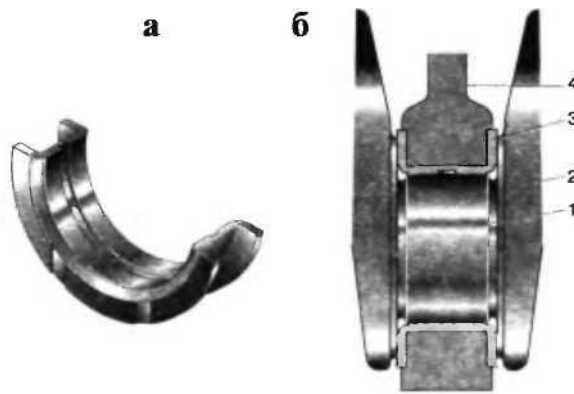


Рис. 2.47. Фланцевий підшипник: а - вкладиш із завзятими фланцями; б - установка пари фланцевих вкладишів; 1 - шейку вала; 2 - щока; 3 - вкладиш; 4 - опора

Хоча маса шатуна з плаваючою посадкою пальця може бути трошки більшою через товщину втулки, діаметр верхньої головки може бути трошки більший, палець у цьому випадку може бути коротшим і легшим. На нижній головці шатуна в багатьох двигунах є отвори для розпилення мастила на стінки циліндра. Подача мастила відбувається в момент збігу мастильних отворів у шатунній шийці колінчастого вала та вкладишах.

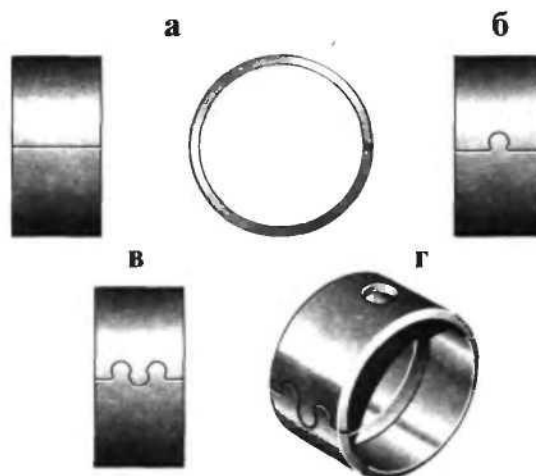


Рис. 2.48. Типовий вигляд втулок ковзання проміжних, балансирних та додаткових валів двигуна: а - із прямим стиком; б, в, г - з фігурним стиком

Бокові поверхні (площини) нижньої чи верхньої головки шатуна використовуються для обмеження осьового переміщення шатуна. У більшості двигунів шатун утримується щоками колінчастого вала зі зазором

приблизно 0,10-0,25 мм. Деякі двигуни використовують бобишки поршня для утримання шатуна в осьовому напрямку. У традиційних конструкціях шатун контактує з бічними (торцевими) поверхнями шатунної шийки, що створює тертя та момент, що розгортає шатун і збільшує тиск поршня на стінку циліндра.

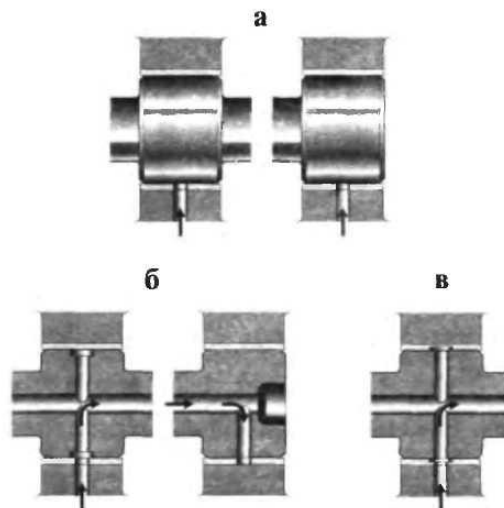


Рис. 2.49. Схема змащення допоміжних валів: а - подача масла роздільно до кожної опори; б - подача мастила до однієї опори, на шийку виконана канавка; у - те ж, але канавка виконана у втулці

При фіксації шатуна в бобишках поршня спостерігається значне зменшення моменту, що розгортає, що призводить до зниження тиску поршня та зношення його спідниці і циліндра. У варіанті з осьовою фіксацією шатуна в бобишках поршня поршневий палець не має провисання між головкою шатуна і бобишками поршня, що призводить до коротшого, жорсткішого і легшого пальця.

#### 2.4. Особливості технічних рішень щодо компонентів поршневої групи

Поршнева група в двигуні включає поршень, поршневі кільця і поршневий палець. Ці деталі працюють при високих навантаженнях, викликаних силами інерції та тиском газів, іноді в умовах недостатнього змащення. Надійність і ресурс поршневої групи часто визначають надійність і ресурс всього двигуна. Поршнева група часто зазнає несправностей, тому

знання особливостей конструкції цих деталей, особливо в нових двигунах, є ключовим для фахівців галузі.

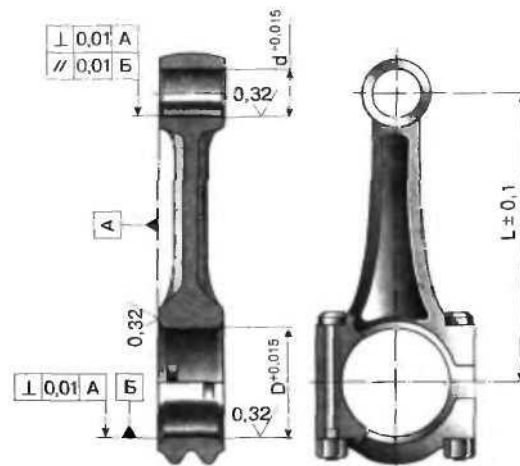


Рис. 2.50. Технічні вимоги до геометричної точності шатуна; Б - отвір нижньої головки (база встановлення паралельності осей головок)

Поршень є складною деталлю двигуна, яка визначає його технічний рівень з точки зору конструкції, технології та використовуваних матеріалів. Основні функції поршня включають ущільнення внутрішнього циліндрового простору за допомогою днища та канавок з поршневыми кільцями, а також передачу сил тиску в циліндрі на КШМ. Бокові сили сприймаються направляючою частиною поршня - спідницею. Для працездатності поршня в умовах нерівномірного нагрівання-охолодження необхідно, щоб перетини в холодному стані мали менший розмір, ніж більш гарячі. Таким чином, поршень набуває східчасту, але круглу форму верхньої частини при овальній спідниці.

Сучасні поршні високофорсованих двигунів легкових автомобілів мають зменшену відстань від днища до осі пальця для зниження висоти і маси двигуна, а також перехід на плаваючі пальці малої довжини з фіксацією шатуна в бобишках поршня. Вони виготовляються з заєвтектичних сплавів, особливо для турбонаддува та дизелів. Також часто використовуються поршні з алюмінієвих заєвтектичних сплавів завдяки новим технологіям, таким як штампування поршнів.

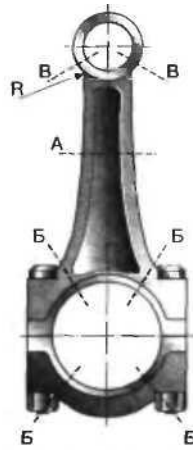


Рис. 2.51. Можливі зони екстремальних навантажень типових шатунів: А - при гідроударі; Б - при виході з ладу шатунного підшипника; В - при перегріві головки через невідповідне зчленування поршня з пальцем

Під час експлуатації тепловий потік від газів передається від днища поршня. Багато тепла подається в стінку циліндра через поршневі кільця, знижуючи температуру стінки поршня. У результаті циліндричний поршень стає овальним через нерівномірне нагрівання-охолодження, що вимагає східчастої форми для забезпечення працездатності поршня в умовах високої теплової напруженості.

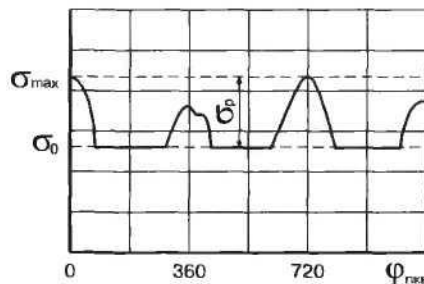


Рис. 2.52. Епюра типових навантажень шатунних болтів:  $\sigma_0$  - напруга в стержні шатуна при затягуванні;  $\sigma_p$  - напруга розтягання від інерційних моментів;  $\sigma_{max}$  - максимальна розрахункова робоча напруга.

Компенсація теплового розширення поршня може виявитися неповною через необхідність утримання зазору між поршнем і циліндром на

підвищеному рівні, особливо для двигунів із короткими та легкими поршнями. Такий метод можливий завдяки заевтектичним матеріалам та правильній конструкції, але він може ослабити конструкцію на 25...40%, що ускладнює його застосування на сильнонавантажених двигунах.



Рис. 2.53. Шатун сучасного двигуна з «колотим» розніманням кришки

Прорізи в спідниці сприяють рівномірній температурі та зменшують розширення поршня, хоча це призводить до ослаблення конструкції. Інший ефективний метод компенсації теплового розширення - використання сталевих теплорегулюючих вставок в поршні. Ці вставки, розташовані всередині спідниці, діють як біметал, створюючи згинальний момент при різниці коефіцієнтів розширення сталі та алюмінію, що перешкоджає великому розширенню спідниці поршня.



Рис. 2.54. Технічні рішення щодо встановлення поршневого пальця: а - нерухомо; б - рухливо у втулці; в - рухливо без втулки

Цікавий огляд конструкційних особливостей поршнів із теплорегулюючими вставками та іншими інноваційними елементами. Інтеграція технологічних вдосконалень у поршні сприяє зменшенню перегріву та покращенню їх ефективності та надійності. Нові підходи до конструкції поршнів, такі як застосування штампування та спеціальних покриттів, відкривають шлях до створення більш ефективних двигунів.

Зазначене про «рідке штампування» та застосування спеціальних покриттів, які допомагають управляти тепловим розширенням та зменшити нагрівання, особливо цікаве. Ці нові технології дозволяють збільшити надійність та тривалість служби поршнів, що є важливим для сучасних двигунів з високими показниками продуктивності та навантаження.

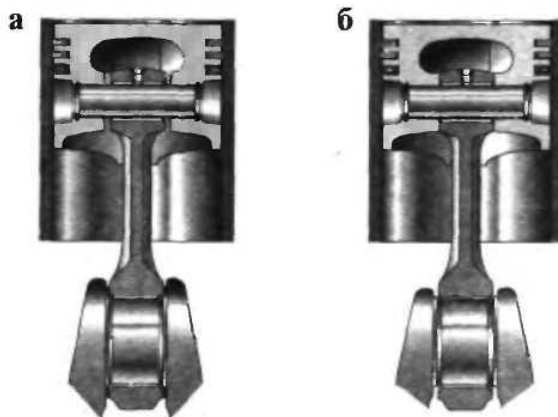


Рис. 2.55. Розповсюджені технічні рішення щодо фіксації шатуна в осьовому напрямку: а - по нижній головці б - по верхній головці.

Це цікава додаткова інформація про конструкційні особливості поршнів у бензинових і дизельних двигунах. Розміщення частини камери згоряння в поршні, виїмки для тарілок клапанів та використання масляного охолодження - все це вказує на постійний пошук оптимальних рішень для підвищення продуктивності і надійності двигунів.

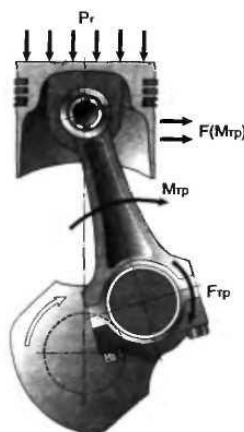


Рис. 2.56. Еюра дій сили тертя  $F_{тр}$  бічної поверхні шатуна відносно щоки колінчатого вала:  $M_{тр}$  - момент від сили  $F_{тр}$ ;  $F_{(M_{тр})}$  - бічна сила, що з'являється від моменту  $M_{тр}$ , яка діє на поршень.

Торцеві зазори кільця в канавці поршня відіграють важливу роль у функціонуванні поршневої групи, і їх правильна настройка є критичною. Також цікаво, що стінки бобишок поршнів можуть мати різну товщину залежно від типу двигуна, що свідчить про індивідуальний підхід до конструкції залежно від вимог та умов роботи.

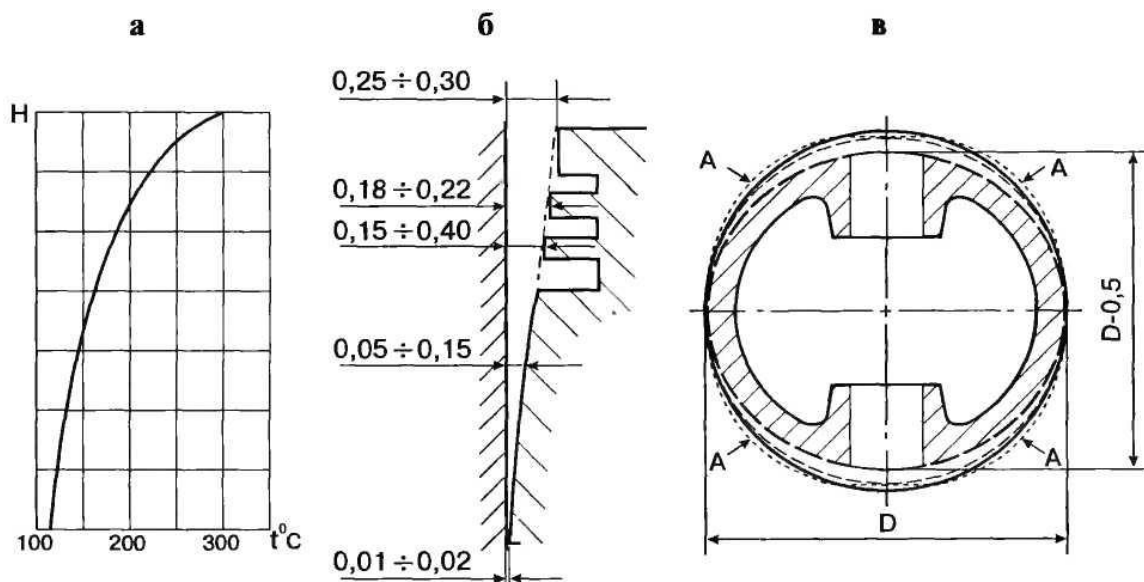


Рис. 2.57. Поняття необхідності врахування теплового розширення по довжині й окружності поршня: а - зміна температури за висотою поршня; б - варіація зазорів між поршнем і циліндром по довжині при зміні температурного навантаження; в – спотворення профілю поперечного перерізу спідниці. (—) - окружність циліндра; (---) - профіль поршня до термічного навантаження; (-·-·-) - робочий режим; (·-·-·-) - перегрів; А-місця заклинювання спідниці в циліндрі при перегріві

Поршневі кільця у поршневій групі виконують кілька функцій одночасно:

- забезпечують ущільнення камери згоряння, зокрема верхнє (перше) компресійне кільце, яке діє за великого тиску газу та високих температур до 200–250°C.

- передають тепло від поршня до стінки циліндра, що також стосується верхнього кільця, яке виступає як теплопередавальний елемент.



- контролюють потік мастила для змащення кілець і циліндра, уникаючи зайвого потоку мастила з картера в камеру згоряння.

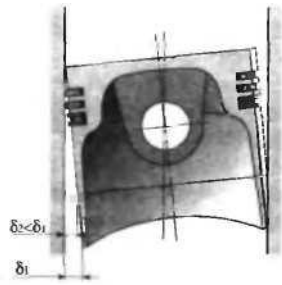


Рис. 2.58. Візуалізація необхідності корегування зазору між поршнем і циліндром від довжини спідниці - коротка спідниця вимагає зменшеного зазору

Більшість сучасних легкових автомобілів, незалежно від типу пального (бензин чи дизель), мають комплект із трьох поршневих кілець. На сучасних двигунах легкових автомобілів встановлюють комплект кілець, які працюють в умовах великих температур і тисків.

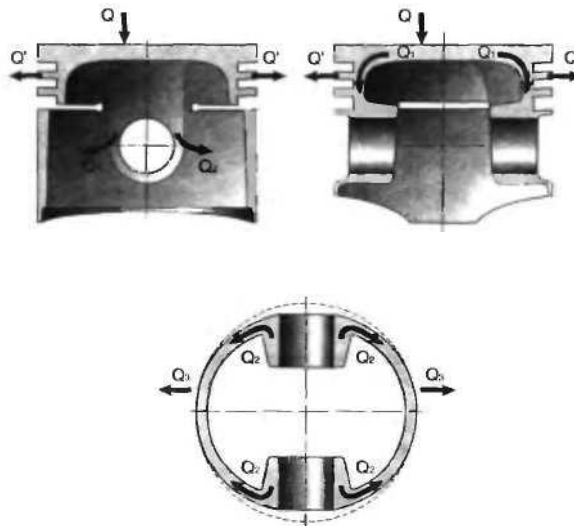


Рис. 2.59. Візуалізація необхідності застосування паза, що перерізає спідницю, на можливе теплове розширення поршня:  $Q$  - тепловий потік від гарячих газів;  $Q'$  - тепловий потік, що відводиться через поршневі кільця;  $Q_1$ ,  $Q_2$  - внутрішні теплові потоки;  $Q_3$  - тепловий потік від спідниці в гільзу циліндра; (----) - контур спідниці поршня, що нагрівається гарячими газами й охолоджуваного через кільця і спідницю; (—) - контур спідниці холодного поршня.

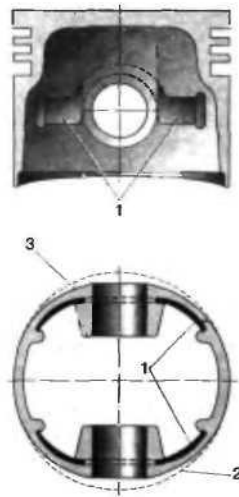


Рис. 2.60. Візуалізація конструктивних рішень щодо зменшення теплового розширення за допомогою сталевих теплорегулюючих пластин;

1 - пластини, інсталювані у стінку поршня; 2 - контур нагрітого поршня; 3 - контур холодного поршня

Верхнє (перше) компресійне кільце виставлене на найбільше теплове навантаження та піддається значним змінам тиску газу. Його температура може досягати 200–250°C. Для його ефективної роботи використовують високоміцні матеріали, такі як леговані нікелем, хромом, молібденом чавуни з кулястим графітом з межею міцності від 1100 до 1300 МПа, що аналогічно легованій конструкційній сталі.

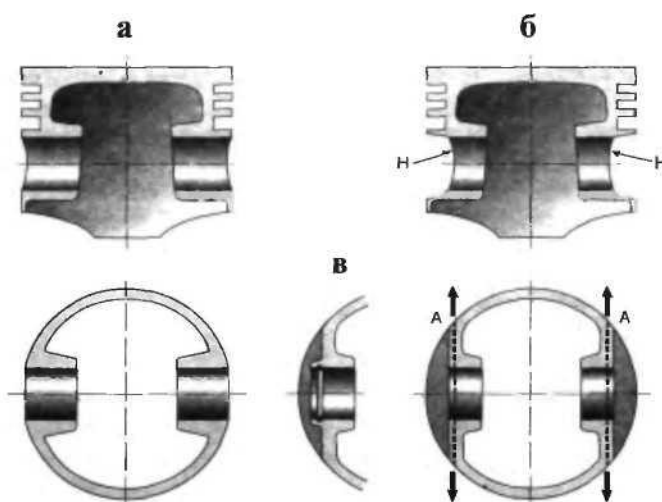


Рис. 2.61. Візуалізація застосування «холодильників» на розширення спідниці поршня: а - поршень без холодильників; б - поршень із глибокими

холодильниками (Н); у - варіант із пальцем, що плаває. Стрілкою А показано рух поширення теплового наявного потоку і напрямки додаткової деформації поршня при збільшенні температури.

Для зменшення зношення верхніх кілець, їм наносять зносостійке покриття, як правило, електролітичне хромування, формуючи твердий хромовий шар товщиною 0,10–0,15 мм. Деякі виробники також використовують молібденові покриття для високої термостійкості та протизадірних властивостей.

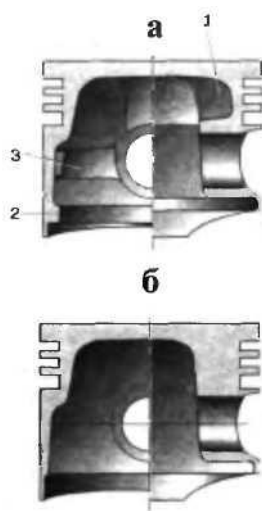


Рис. 2.62. Типовий вид внутрішніх елементів поршнів: а - литого; б - штампованого (кутого); 1 - кишеня над бобишкою; 2 - ребро жорсткості; 3 - теплорегулююча пластина

Важливою є форма та профіль верхнього кільця, які визначають його пружність та здатність до деформацій. Широко використовують верхні кільця з симетричною «бочкою», яка в процесі експлуатації може набувати несиметричної форми, але для них розробляють спеціальні технології формування асиметричної форми.

Рівномірний розподіл тиску на стінки циліндра важливий для ефективності та тривалості верхнього кільця, яке має некруглу форму вільного стану, де радіус зовнішньої поверхні в замку дорівнює радіусу циліндра.



Рис. 2.63. Схематичне зображення сучасного Х-подібного поршня: економія маси та зменшення можливого теплового розширення завдяки відсутності середньої частини спідниці

На дизелях часто використовують кільця із трапецієдальним профілем для меншого утворення коксу та зношення канавки при високих тисках, але їх виробництво більш складне та вартісне.

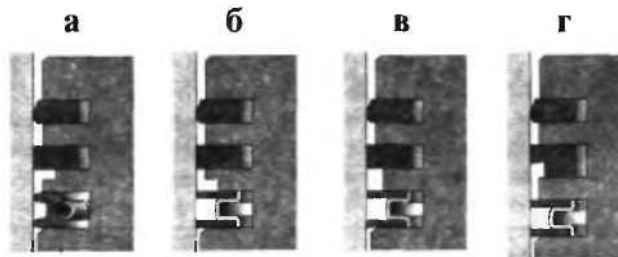


Рис. 2.64. Приклади типового поліпшення змащення кілець і циліндрів: а – розташування канавки під середнім кільцем поліпшує його маслознімне дію й акумулює моторне масла; б - канавка над маслознімним кільцем має можливість збирати моторне масло для змащення кілець і циліндрів; в, г - аналогічно варіанту а, але варіант г – рішення, що вимагає додати висоту середнього кільця

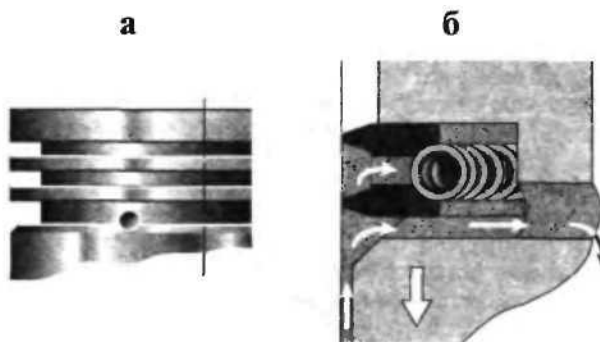


Рис. 2.65. Візуалізація виконання отвору для можливості зливу моторного масла на фасці маслознімної канавки (а) і принципова схема роботи кільця (б)

Технологічні тенденції вказують на зменшення радіальної ширини верхнього кільця, що робить його більш гнучким, але вимагає компромісу між опорною поверхнею та вартістю виробництва.

При збільшенні відстані від замка радіус кільця збільшується, досягаючи максимального значення на протилежному боці.

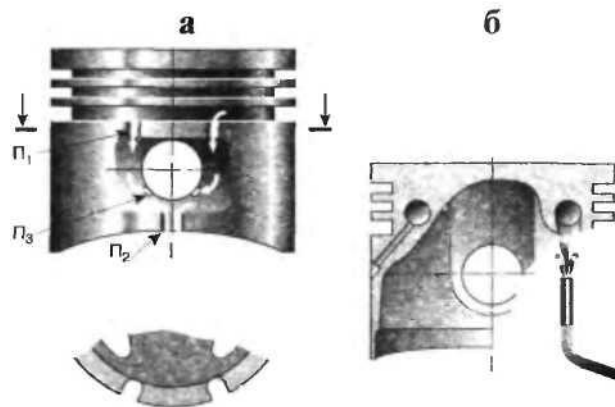


Рис. 2.66. Найбільш розповсюджені технічні рішення щодо поліпшення змащення поршня, кільця і циліндра: а - скидання моторного масла з канавки маслоснімного кільця в холодильник: П<sub>1</sub> – додатковий паз з канавки в холодильник; П<sub>2</sub> - паз з холодильника; П<sub>3</sub> – додаткові пази уздовж отвору пальця для забезпечення надходження масла: б - надходження мастила на площу спідниці з порожнин масляного охолодження поршня

Сучасні поршневі кільця, коли вони встановлюються в циліндр, не мають зазорів між циліндром та зовнішньою поверхнею кільця. Тому кожна точка окружності кільця тисне на стінку з визначеною силою. Дослідження показують, що при зношенні кільця тиск на стінку зменшується, особливо в замку. Зношення кільця найвище саме в цьому місці, і його інтенсивність зростає зі збільшенням робочого тиску в циліндрі.

Середні кільця, які діють в менш жорстких умовах, часто виготовляють зі сірого легованого чавуну з пластинчастим графітом. Такі кільця мають високу стійкість до зношування і часто не потребують спеціальних покриттів. Однією з важливих властивостей середнього кільця є його здатність керувати мастилом, тобто відводити мастило від стінок циліндра

під час опускання поршня та подавати мастило до маслоснізного кільця під час підйому. Для досягнення цього ефекту вони мають спеціальний профіль.

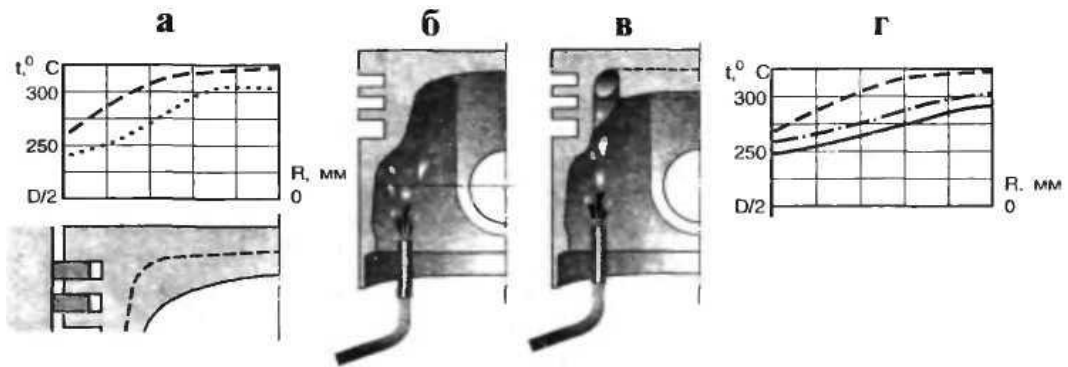


Рис. 2.67. Технічні рішення щодо зменшення температури поршня: а – підвищення товщини днища і радіуса переходу від стінки до днища (---); б – впорскуванням порцій мастила (-·-·-); в - впорскуванням порцій мастила з застосуванням додаткового масляного охолодження (—)

На сучасних двигунах часто використовують хвилинні кільця, які мають нахил утворюючої до поверхні циліндра в межах  $0^{\circ}60' \dots 0^{\circ}80'$ .

Нахил кільця можна отримати не тільки за допомогою конічної зовнішньої поверхні кільця, але і за допомогою закручування прямого кільця за допомогою фаски на внутрішній поверхні (див. рис. 2.75, г).

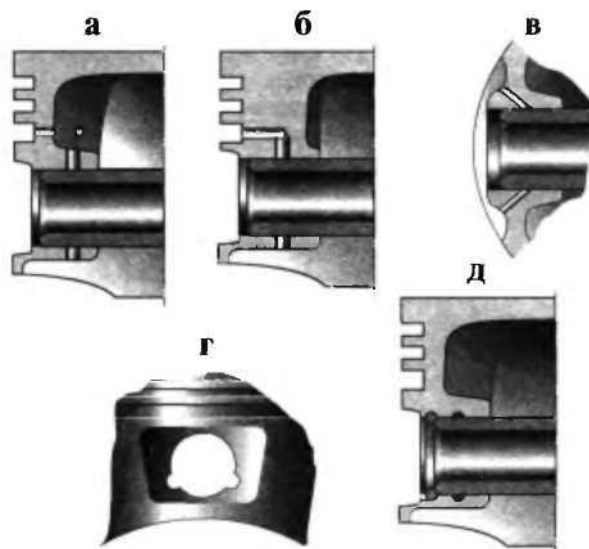


Рис. 2.68. Рішення щодо мащення поршневих пальців у бобишках поршня: а - через отвори у бобишках мастилом, яке потрапляє з днища; б - через отвори з канавки маслоснізного кільця; в - через отвори від

холодильника; г - через пази в отворах для пальця; д - за допомогою маслзбірної канавки в отворі для пальця

Простіше закручені кільця та "хвилинні" варіанти у фігурах "а" та "б" є найбільш поширеними. Скребкові кільця (варіанти "а" і "б"), які колись були популярні, внаслідок зменшення їх висоти в даний час рідко використовуються, оскільки це може призвести до послаблення їх перерізу. Враховуючи ці технічні аспекти, вибір матеріалів, оптимізація профілів і форм, а також поліпшені методи виготовлення та установки, дозволяють створювати ефективні поршневі кільця, які задовольняють потреби сучасних високоефективних двигунів.

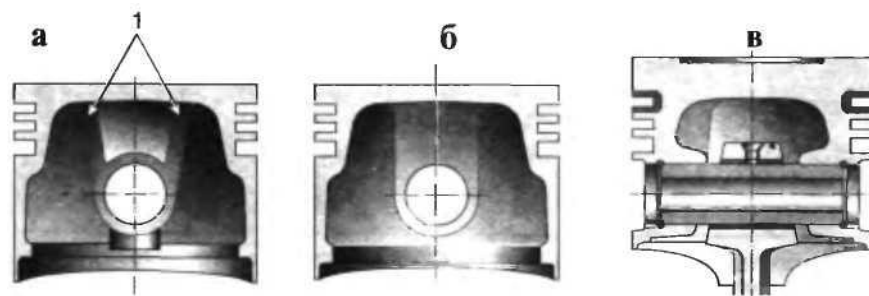


Рис. 2.69. Візуалізація технічних рішень щодо бобишків поршнів: а - традиційної конструкції з ребрами жорсткості 1; б - суцільні в поршня сучасного двигуна; в - скошені у високофорсованого дизеля

Сучасні поршневі кільця для двигунів з іскровим запалюванням мають висоту від 1,50 до 1,75 мм. Часто в багатьох двигунах верхні і середні кільця мають однакову висоту, особливо це стосується випадків, коли висота складає 1,5 мм. Деякі бензинові двигуни та високофорсовані дизелі обладнані середніми кільцями з зносостійкими покриттями, які часто виготовлені з хрому або молібдену. Вибір покриття іноді залежить від матеріалу гільзи, оскільки кільця без покриття можуть швидко зношуватися.

Середні кільця зазвичай мають розширену радіальну ширину та велику пружність для збереження підвищеного тиску в замках. Вони мають менш жорсткі вимоги до епюрів, оскільки сили тиску газів є меншими. Проте їх конструкція та матеріали відрізняються від верхніх і нижніх кілець.

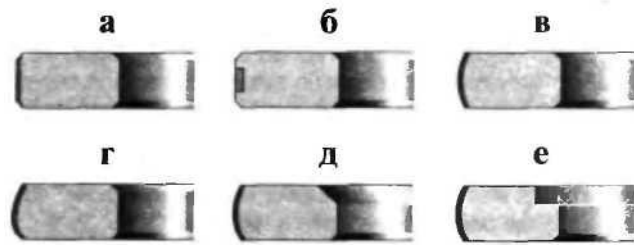


Рис. 2.70. Типові профілі верхніх компресійних кілець сучасних малооб'ємних ДВЗ: а - пряме з фасками і пористим хромуванням; б - те ж, але з молібденом у канавці на зовнішній поверхні; в - із симетричної бочкоподібною зовнішньою поверхнею; г - з несиметричної бочкоподібною зовнішньою поверхнею; е - із закручуванням за допомогою кутової фаски; д - із закручуванням за допомогою проточки на внутрішній поверхні

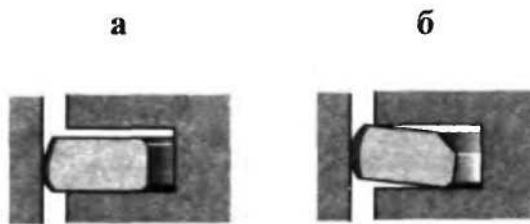


Рис. 2.71. Технічні рішення одержання несиметричної бочкоподібною поверхні кілець: а - спеціальною обробкою зовнішньої поверхні; б - закручуванням кільця при його роботі завдяки виготовленню фаски на внутрішній поверхні кільця.

Маслознімні кільця відводять мастило з циліндричної поверхні та видаляють його в картер через відповідні отвори чи пази в канавці маслознімного кільця. Конструкція та матеріали маслознімних кілець відрізняються від інших типів кілець.

На сучасних двигунах використовуються два основних типи маслознімних кілець - коробчасті кільця з еспандерною пружиною та складальні кільця, які складаються з двох дисків та двохфункціонального розширника. Коробчасте кільце контролює рівень мастила, але може витратити мастило. Складальне кільце краще прилягає до циліндричної поверхні, що забезпечує ефективне видалення мастила, але може погіршити



змащення кільця та поршня, що може призвести до появи задирів. Іноді змінюють конструкцію поршня, щоб зберігати певну кількість мастила в середньому кільці.

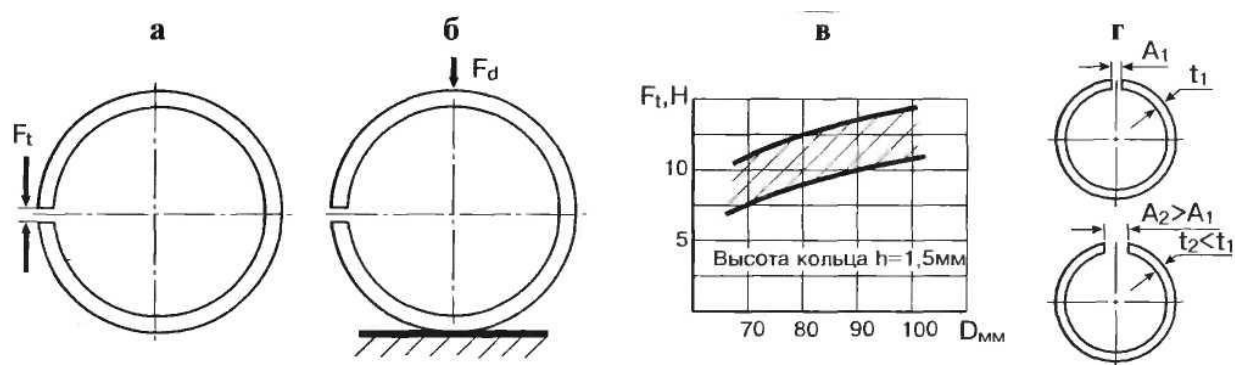


Рис. 2.72. Епюри пружності поршневих кілець: а - тангенціальна пружність  $F_t$ ; б - діаметральна пружність  $F_d = 2,1 F_t$ ; в - залежність тангенціальної пружності від діаметра циліндра  $D$ ; г – кільця з однаковою пружністю

У дизельних двигунах, де навантаження значне і вимоги до змащення деталей поршневої групи високі, користуються переважно коробчастими маслосніжними кільцями. У той час, як у іскрових двигунах, особливо від фірм з Японії та США, часто встановлюють складальні кільця, виробники з Європи частіше віддають перевагу коробчастим кільцям. Незалежно від типу, обидва види кілець мають приблизно однаковий ресурс.

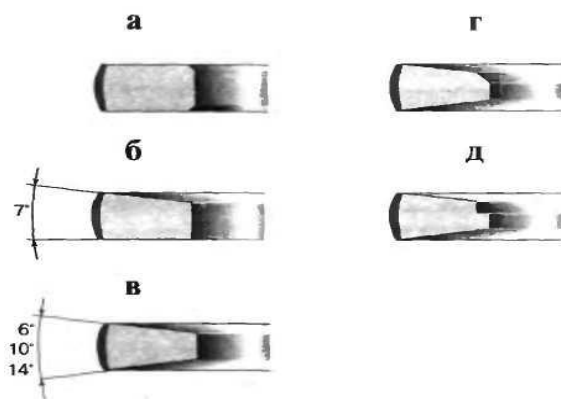


Рис. 2.73. Типові компресійні кільця сучасних двигунів, що працюють на важкому пальному та використовують наддування впускного повітря: а -

пряме (у тому числі з закручуванням); б - однобічне конічне; в - конічне; г, д - конічне з закручуванням

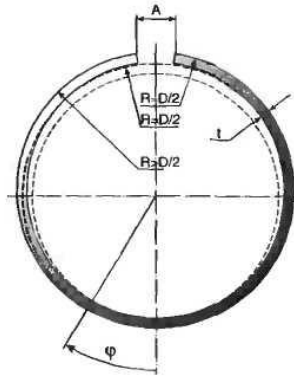


Рис. 2.74. Типове поршневе кільце у вільному стані: (---) - контур кільця в циліндрі  $D$ ;  $R$  - радіус зовнішньої поверхні (у циліндрі  $R=D/2$ , у вільному стані залежить від кута  $\varphi$ );  $A$  - зазор у замку у вільному стані;  $t$  - радіальна ширина кільця.

Коробчасті маслоснімні кільця зазвичай виготовляють із сірого легованого чавуну, який підходить для роботи з чавунним гільзами і не потребує покриття. Але деякі двигуни використовують хромовані або сталеві хромовані коробчасті кільця, які виготовляють зі стрічки методом прокату. Важливою є також хромована поверхня канавки еспандерної пружини, що допомагає поліпшити прилягання та рівномірність тиску кільця на циліндр.

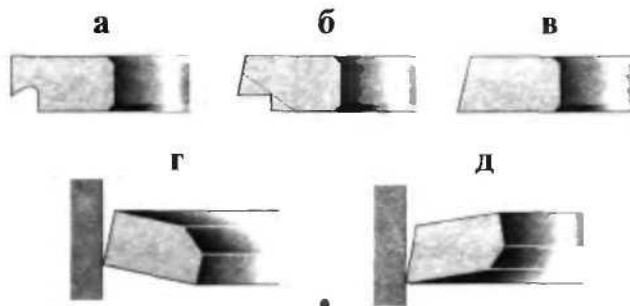


Рис. 2.75. Найбільш розповсюджені профілі середніх (компресійно-маслоснімних) кілець: а - простої скребкове; б - скребкове хвилинне; в - хвилинне; г - прямого закручування; д - зворотного закручування

Диски складальних маслоснімних кілець зазвичай виготовляють із вуглецевої сталі, яка ззовні хромується для поліпшення прилягання.

Двохфункціональні розширники цих кілець мають різні конструкції для тримання дисків в канавці та їхнього прижимання до поверхні циліндра.

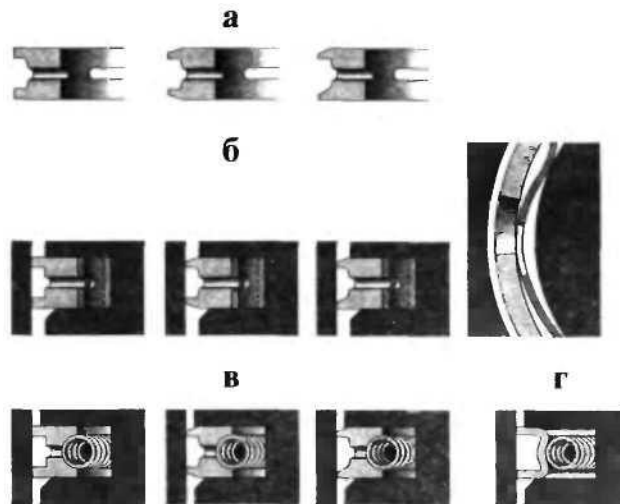


Рис. 2.76. Типові маслознімні кільця коробчастого типу: а - прості; б - із плоскої еспандерною пружиною; в - зі спіральною пружиною; г - зі стрічки зі спіральною пружиною; варіанти (а) і (б) у сучасних двигунів практично не застосовуються

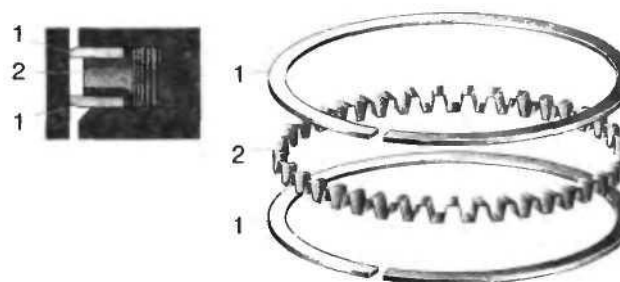


Рис. 2.77. Візуалізація технічного рішення відносно конструкції складального маслознімного кільця з двохфункціональним розширником: 1 - диск; 2 - двохфункціональний розширник

Найчастіше використовують розширники, які виготовлені з нержавіючої сталі (15-20% Cr, 5-10% Ni), яка калібрується та загартовується в процесі виготовлення, надаючи їм пружні властивості, що практично не втрачаються протягом експлуатації. Рідше використовують розширники з вуглецевої сталі. Важливо зазначити, що деякі конструкції розширників, коли вони встановлюються в циліндр, можуть створювати додатковий тиск дисків

на стінки канавки поршня, що поліпшує відведення мастила з поверхні циліндра.



Рис. 2.78. Типові двохфункціональні розширники сучасних поршневих кілець ДВЗ

Поршневі пальці є важливою складовою двигуна, яка передає навантаження від поршня до шатуна. Зазвичай ці пальці використовуються разом з м'якими матеріалами, такими як алюміній (для поршня) і бронза (для втулки верхньої головки шатуна). Отже, робоча поверхня поршневого пальця має високий рівень твердості. Одночасно ці пальці піддаються великим циклічним навантаженням, що потребує матеріалів з високою втомною міцністю. Такі вимоги відповідають легованій сталі з нікелем і хромом з низьким вмістом вуглецю, яка зазвичай покривається цементуванням або азотуванням зовнішньої поверхні, зберігаючи при цьому стійкість підшипникової основи (ядро).

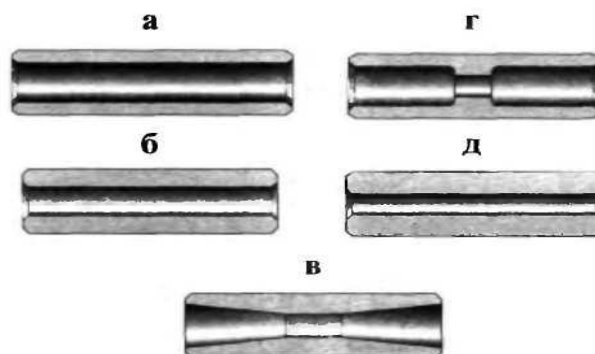


Рис. 2.79. Найбільш розповсюджена конструкція сучасних поршневих пальців: а - палець з циліндричним отвором і відносно тонкими стінками для

середньофорсованих двигунів; б - короткий палець з товстими стінками для високофорсованих двигунів; в - палець «рівного опору вигину» з конічним отвором; г - палець зі збільшеною твердістю в середньому перетині (застосовується, в основному, при нерухомій посадці в отворі шатуна; д - палець для дизеля з товстими стінками

Більшість сучасних бензинових двигунів мають поршневі пальці з діаметром 14-23 мм і циліндричним внутрішнім отвором. Пальці діаметром 14-19 мм зазвичай використовуються в невеликих двигунах (до 1600 см<sup>3</sup>), зокрема у японських. Пальці діаметром більше 23 мм не використовуються у сучасних бензинових двигунах.

У процесі експлуатації двигуна поршковий палець відчуває значні згинальні навантаження. Це може спричинити його овалізацію, коли поперечний переріз пальця стає більш овальним зі збільшенням вигину. Овалізація небажана через можливий знос пальця та елементів, які з ним з'єднані. Тому в сучасних високофорсованих двигунах часто застосовується збільшення товщини стінок пальців та скорочення їхньої довжини для зменшення цього явища. Ефективним також є метод фіксації шатуна в гніздах поршня, що запобігає осьовим рухам (див. рис. 2.79).

Збільшення міцності пальця за рахунок збільшення товщини стінок при однакових умовах призводить до збільшення його маси та інерційних навантажень на інші деталі двигуна (шатун, колінчастий вал і т.д.). Тому зустрічаються конструкції пальців з нециліндричним отвором (рис. 2.79), наприклад, конічний або з посиленням перетином у центрі, хоча такі конструкції мають вищу вартість.

Поршкові пальці у дизельних легкових автомобілів мають діаметри від 20 до 30 мм через значно вищі навантаження, які вони переносять. Збільшення діаметра пальця в цьому випадку дозволяє зберегти низький рівень питомих навантажень на поверхні. Одночасно пальці у дизельних

двигунах мають товщину стінок в 1,5-2 рази більше, що забезпечує їхню твердість і міцність.

## 2.5. Аналіз технічних рішень щодо конструкції головок блоку циліндрів та газорозподільчих механізмів малооб'ємних двигунів

Аналізуючи конструкції головок блоку циліндрів та камер згоряння в малооб'ємних двигунах, варто звернути увагу на важливі аспекти їхньої будови. У сучасних автомобільних двигунах, як бензинових, так і дизельних, застосовуються головки блокової конструкції, що означає, що одна головка використовується для всіх циліндрів. Це є стандартом для більшості бензинових і дизельних двигунів. Однією з ключових вимог до головки блоку є ефективне охолодження стінок камери згоряння та випускного каналу. Це досягається створенням у головці потоків визначеного напрямку для відводу тепла від стінок до охолоджувальної рідини.

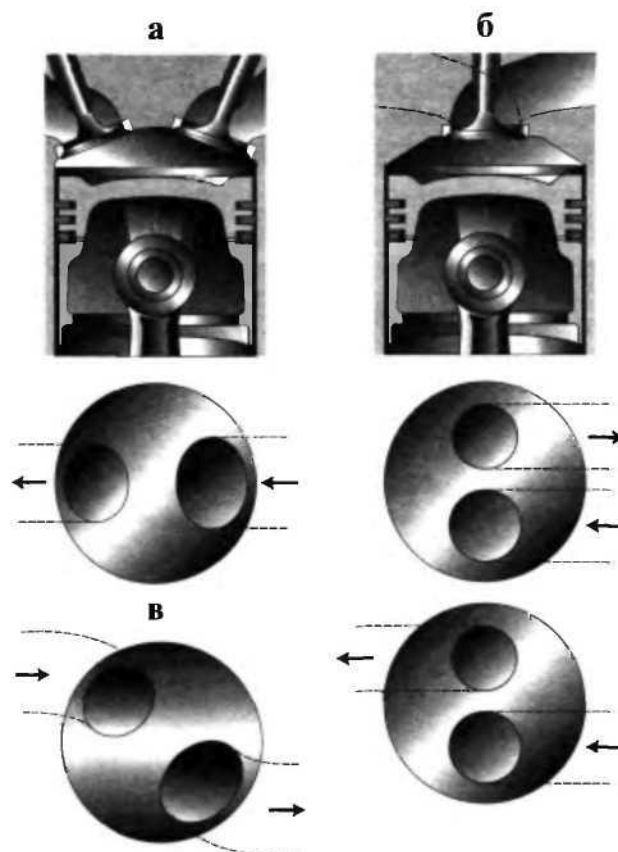


Рис. 2.80. Класичні схеми розміщення клапанів у двохклапанній головці: а - поперечне; б - подовжнє; в - косо

У головці також розташований газорозподільний механізм з впускними та випускними клапанами, що розділяють канали впуску та випуску відповідно, з камерою згоряння. Клапани керуються кулачками розподільного вала через важелі, коромисла, штовхачі чи штоки. Розподільний вал зв'язаний з колінчастим валом елементами приводу, такими як зубчасті ремені чи ланцюги.

Головки виготовляють зі спечених порошкових матеріалів на основі алюмінію з вмістом кремнію, що дозволяє знизити коефіцієнт лінійного розширення. Це важливо для стабільних теплових зазорів в клапанному механізмі та інших елементах.

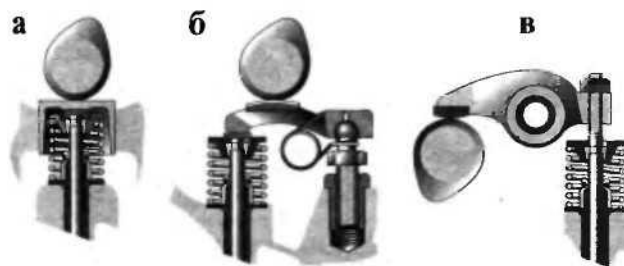


Рис. 2.81. Найбільш розповсюджені схеми приводу клапанів в сучасних ДВЗ: а - штовхальниками; б - важелями; у – коромислами

Напівсферичні та шатрові камери згоряння припускають поперечне чи косо розташування клапанів, причому під кутом друг до друга. Такі камери дозволяють підвищити турбулентність паливовоздушної суміші при запаленні, зменшуючи ймовірність детонації. Однак ця конструкція може обмежувати розміри клапанів і випускних каналів, що впливає на питому потужність двигуна.

Головки з поперечним чи косим розташуванням клапанів мають значну перевагу над конструкціями з подовжньо розташованими клапанами. Це пояснюється тим, що поперечно розташовані клапани можуть бути під кутом із невеликою відстанню між тарілками. Якщо ми припустимо однаковий діаметр тарілок  $d_{кл}$  і відстань між ними ( $\delta$ ), то згідно рисунка 2.83, максимально можливий діаметр тарілки буде визначений формулою:

$$d_{\text{кл.мах}} = \frac{D}{2\cos(\varphi/2)} - \delta$$

де  $\varphi$  – кут між клапанами.

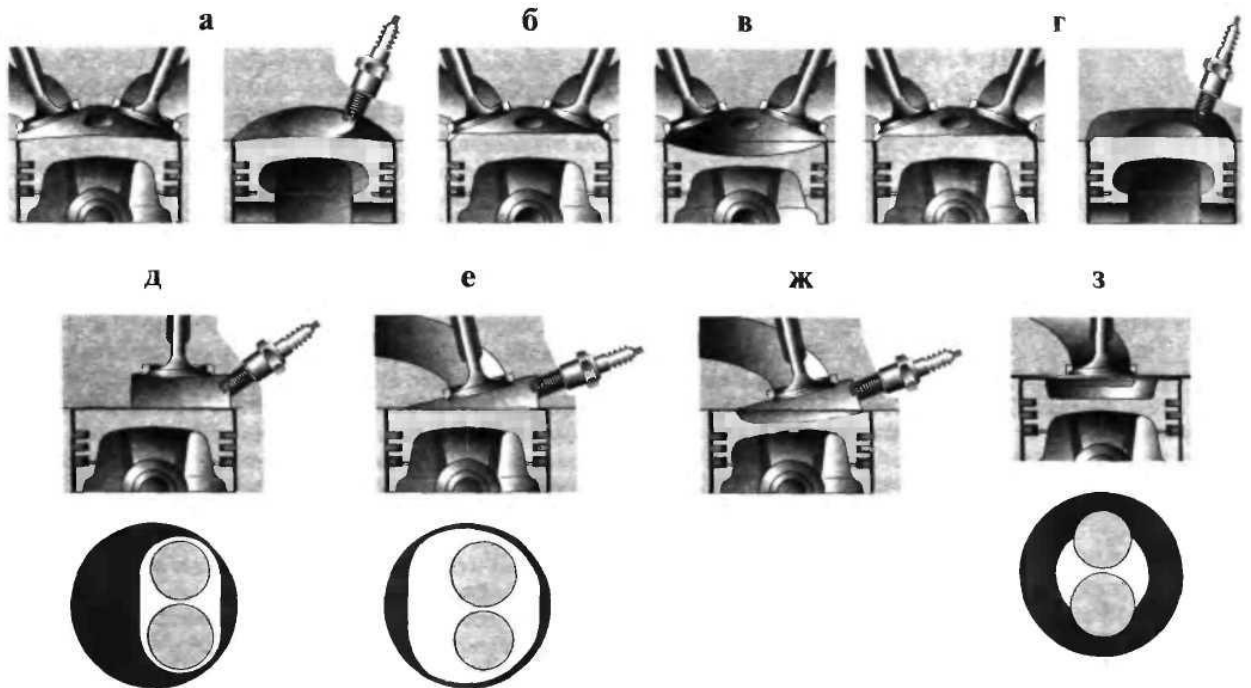


Рис. 2.82. Класичні типи камер згоряння сучасних двигунів, що працюють на легкому пальному: а - напівсферична; б - напівсферична з витискувачем; в - сферична; г - шатрова; д - плоскооувальна; е - клинова; ж - напівклинова з - частиною камери в поршні; з - циліндрична камера згоряння в поршні

Якщо  $\varphi = 0^\circ$ , це відповідає рівнобіжним клапанам, як це зазвичай робиться у випадку подовжнього чи косого розташування. При  $\varphi = 60^\circ$  діаметр тарілок може збільшитись приблизно на 10%, а площа прохідного перетину каналів - на 20% у порівнянні з конструкцією, де  $\varphi = 0^\circ$ . Додатково, при подовжньому розташуванні клапанів їх не вдається розмістити близько один до одного, оскільки інакше стінка між ними буде дуже тонкою. У випадку поперечного розташування тарілки клапанів можуть бути наближені, оскільки канали впуску і випуску завжди йдуть по різні сторони головки. Це пояснює, чому двигуни з поперечно розташованими клапанами часто мають більшу літрову потужність.



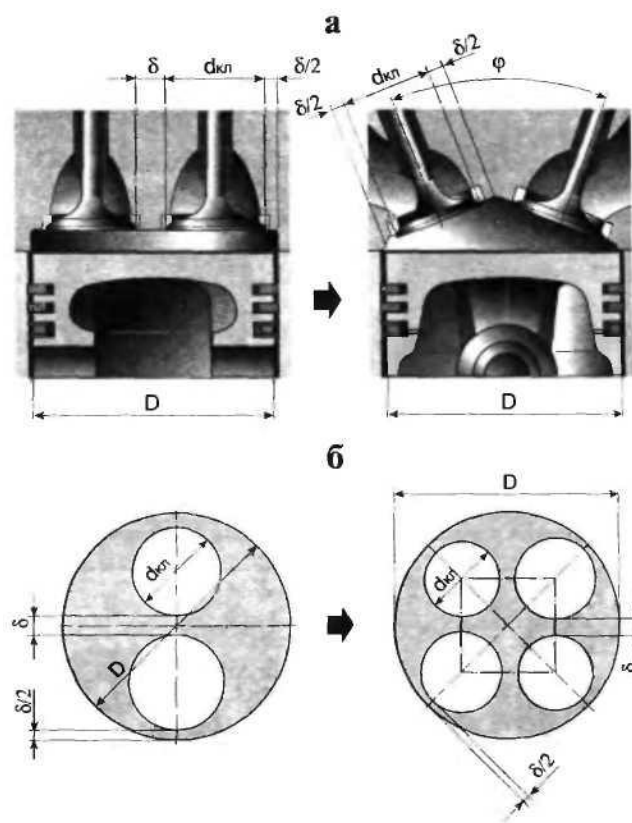


Рис. 2.83. Деякі розповсюджені технічні рішення щодо збільшення прохідного перетину клапанів: а - переходом від рівнобіжних клапанів до їхнього розташування під кутом; б - переходом до багатоклапанним головок.

Перехід на багатоклапанні конструкції головок пояснюється бажанням отримати більшу літрову потужність двигуна. Істотне зростання потужності досягається збільшенням прохідних перетинів каналів впуску і випуску, тобто збільшенням коефіцієнта наповнення. При цьому перехід на чотиріклапанну голівку збільшує прохідні перетини каналів на 30%. Багатоклапанні головки також мають інші форми камер згоряння, які можуть включати шатрову камеру згоряння, що дозволяє збільшити витиснювальні поверхні і інтенсивність перемішування паливовоздушної суміші.

Перехід до багатоклапанних головок дозволяє інженерам оптимізувати конструкції та максимізувати характеристики двигунів, спрямовуючи їх на підвищення продуктивності та зниження впливу на навколишнє середовище. У головці блоку циліндрів двигуна розташовуються канали для подачі масла до всіх тертьових вузлів, включаючи опори, кулачки розподільного вала, а

також елементи приводу клапанів, такі як коромисла та штовхальники. Більшість конструкцій мають масляний канал уздовж головки для розподілення масла по всій її довжині. Масло поступає до цього каналу через вертикальний масляний канал блоку та головки, який може бути розташований по центру або по краях головки. У деяких випадках можуть бути використані два подаючих канали - спереду і ззаду головки.

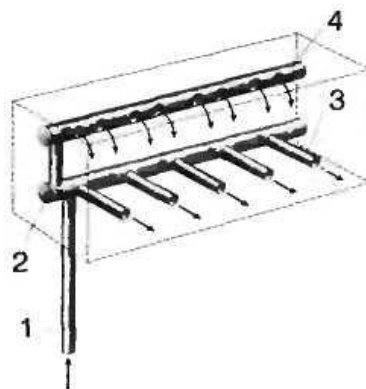


Рис. 2.84. Вигляд типового рішення надходження моторного масла в голівку блоку циліндрів з верхнім розподільним валом: 1 - вертикальний канал, що подає; 2 - горизонтальний розподільний канал; 3 - отвору подачі мастила до підшипників розподільного вала; 4 - колектор подачі мастила до штовхальників (для коромисел - вісь коромисел)

У двигунах з нижнім розташуванням розподільного вала і гідроштовхальниками масло подається в голівку зазвичай через порожні штанги приводу клапанів. Воно потім надходить до опор коромисел через отвори в коромислах. Після змащення тертя пар, масло, що надходить у голівку, стікає в канали зливу. Розташування каналів зливу важливе для ефективності системи змащення. Зазвичай злив розташовують у передній і задній частині головки з одного або обох боків. У деяких випадках створюють спеціальний канал зливу в зоні приводу.

Розподільний механізм у більшості сучасних двигунів має закритий верхній обтічний кожух, який може бути виготовлений зі сталі, ливарного алюмінію або пластику. Тенденція до використання пластикових кришок, які заглушують шум, поширюється, особливо у двигунах з чотирьохклапанними

головками, які мають гідроштовхальники. Це зменшує необхідність періодичного відкривання кришки головки, що є важливим фактором для зниження шуму і викидів.

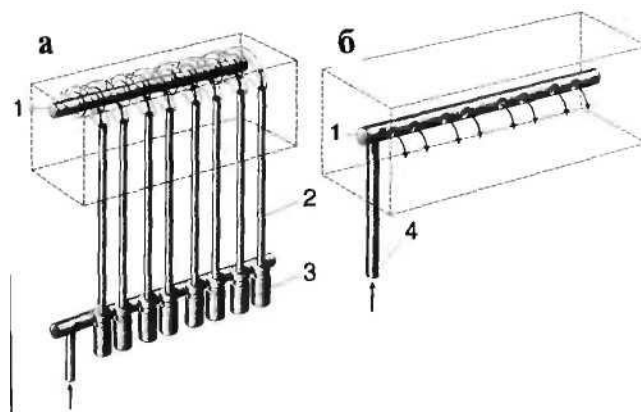


Рис. 2.85. Вигляд типового рішення надходження моторного масла в голівку блоку циліндрів з нижнім розподільним валом (ОНV): а - через гідроштовхальники і штанги; б - через спеціальний канал; 1 - вісь коромисел; 2 - штанга; 3 - гідроштовхальник; 4 - вертикальний канал, що подає

Клапани газорозподілу, які працюють в умовах високих температур та ударних навантажень, виконують ключову роль у роботі двигуна. Ці умови, які виникають при відкриванні та закриванні клапанів, можуть викликати втомну міцність. Наприклад, температура тарілки випускного клапана може досягати 800–900°C, тоді як кінець стрижня лише 15–200°C. Щоб працювати ефективно в таких умовах, необхідно використовувати відповідні конструкції та матеріали для деталей клапанного механізму.

Враховуючи конструкцію клапана, який встановлено у головці блоку циліндрів сучасного малооб'ємного двигуна, ми бачимо, що використовують уставні сідла та направляючі втулки. Тарілка клапана опирається на сідло, яке запресоване у відповідне гніздо головки, тоді як стержень розташований у направляючій втулці. Ця конструкція має на меті забезпечити надійний контакт тарілки з сідлом.

Умови роботи клапана призводять до зносу сідла, фасок та стрижня клапана. Це може призвести до зменшення зазору в приводі та погіршення

контакту тарілки з сідлом. Тому матеріали для клапанів виготовляють із жароміцних сталей та сплавів з великим вмістом хрому, нікелю або молібдену вольфраму. Деякі клапани, особливо випускні, можуть бути хромованими для поліпшення стійкості до зносу, особливо коли направляюча втулка виготовлена з м'якого матеріалу, такого як бронза.

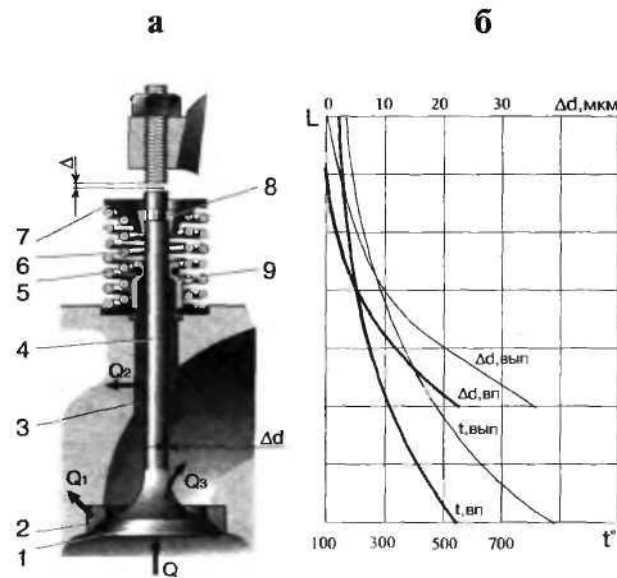


Рис. 2.86. Діаграма розподілу температури та температурних навантажень клапану встановленого на робоче місце (а), і зміна його температури і діаметра стрижня (б):  $t_{вп}$ ,  $\Delta d_{вп}$  - зміна температури і діаметра стрижня впускного клапана;  $t_{вып}$ ,  $\Delta d_{вып}$  - те ж для випускного клапана;  $Q$  - тепло, підведене до тарілки від гарячих газів камери згоряння;  $Q_1$  - тепло, відведене від тарілки через сідло;  $Q_2$  - тепло, відведене через втулку;  $Q_3$  - тепло, відведене в потік газів (повітря);  $d$  - тепловий зазор; 1 - тарілка; 2 - сідло; 3 - пряма втулка; 4 - стрижень; 5 - пружина; 6 - пружина мала (у деяких конструкціях відсутній); 7 - тарілка пружини; 8 - сухар; 9 - маслорозбивний ковпачок

У сучасних двигунах спостерігається тенденція до зменшення діаметра стрижня клапана, що сприяє підвищенню продуктивності. Також більшість клапанів має фаску для поліпшення опору потоку газів, що сприяє підвищенню ефективності двигуна.

Важливою є також вибір матеріалу для направляючих втулок, які працюють разом із стрижнем клапана. Ці втулки повинні володіти високою зносостійкістю в умовах високих температур і обмеженого змащення. Наприклад, вони можуть бути виготовлені з чавуна, бронзи або спечених матеріалів, таких як металокераміка.

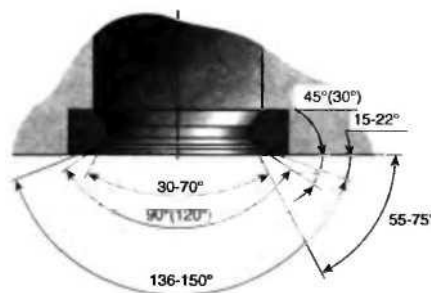


Рис. 2.87. Традиційна "східчаста" форма сідла

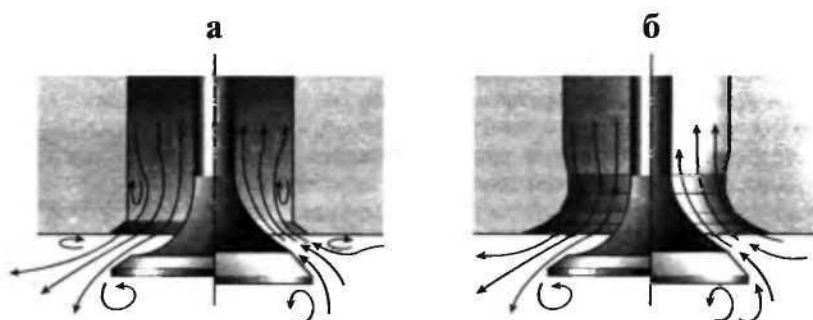


Рис. 2.88. Візуалізація обтікання клапану газовим потоком при зміні форми сідла: а - у сідла простої форми утворюються вихри, що збільшують гідравлічний опір плинину газу; б - у сідла з фасками вихрів, що примикають, немає й опір менше, навіть незважаючи на зменшений перетин каналу меншу ширину, чим фаска клапана.

Загалом, надійна робота клапанного механізму залежить від правильного вибору конструкції, матеріалів і технологій виготовлення, що сприяє підвищенню ефективності та довговічності двигуна.

Пружини клапанів грають важливу роль у правильному функціонуванні двигуна, забезпечуючи повернення клапана на сідло після відкриття, утримання його в закритому положенні та запобігання розриву кінематичного зв'язку між кулачком розподільного вала та клапаном. Зазвичай пружина упирається в тарілку, яка фіксується на кінці стрижня

клапана за допомогою сухарів. Існують два основних типи сухарів - з одним або трьома внутрішніми поясами.

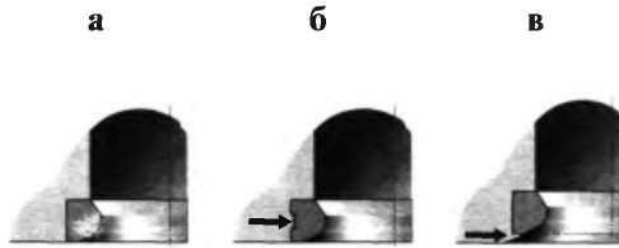


Рис. 2.89. Технічні рішення відносно установки сідел клапанів у голівку блоку: а – «гладке» сідло; б - сідло з канавкою – «затікання» м'якого матеріалу головки в канавку; у - сідло з фаскою – «затікання» чи завальцьовування м'якого матеріалу головки на фаску

Сухарі з одним поясом жорстко фіксують клапан з тарілкою, залишаючи між ними зазор. Сухарі з трьома поясами дозволяють вільне обертання клапана при низьких оборотах, в той час як сухарі з одним поясом забезпечують обертання при вищих оборотах. Це важливо для рівномірного зношення деталей клапанного механізму.

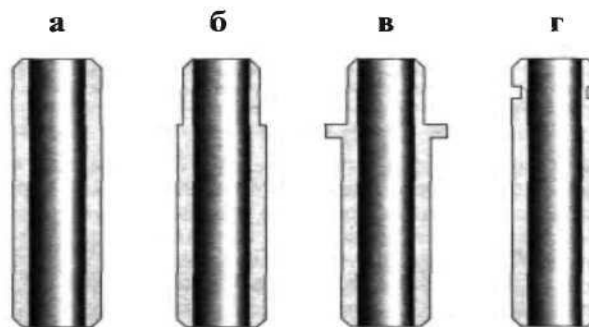


Рис. 2.90. Найбільш розповсюджені конструкції направляючих втулок клапанів: а - гладка втулка; б - з посадковим поясом ущільнення; в - із завзятим буртом; г - з канавкою для фіксації ущільнення

Щоб уникнути зношення торця клапана, часто використовують проміжний штовхальник у вигляді шайби. Такий штовхальник має високу твердість, що дозволяє уникнути зношення торця клапана при поперечних

переміщеннях важеля чи коромисла. Це рішення спрямоване на забезпечення ефективної та надійної роботи клапанного механізму.

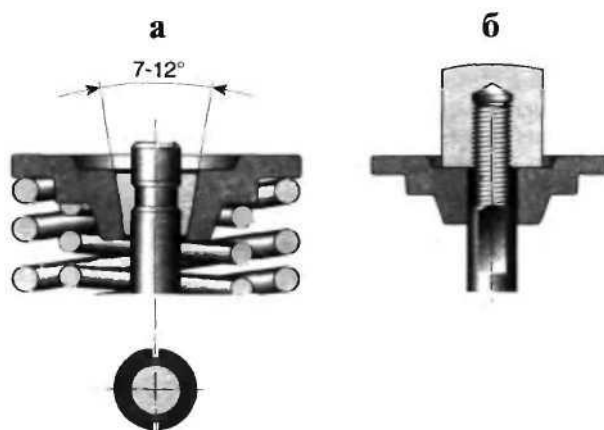


Рис. 2.91. Кріплення тарілки пружини на стержні клапана: а - за допомогою сухарів; б – гайкою

Таким чином, правильний вибір конструкції та матеріалів у компонентах системи клапанів є ключовим для забезпечення ефективності та надійності роботи двигуна.

Розподільний вал відповідає за управління відкриттям та закриттям клапанів за допомогою кулачків, які розташовані на цьому валу. Форма кулачків у кожного двигуна визначається різними факторами, такими як конструкція приводу клапанів, максимальна швидкість обертання, ступінь форсування двигуна і т. д. Елементи, що взаємодіють з кулачком розподільного вала, наприклад, штовхачі, піддаються прискоренням та уповільненням. Залежно від швидкості обертання, навантаження на ці деталі може значно зростати. Прискорення штовхача не може бути занадто великим, бо це може порушити синхронізацію руху клапана з профілем кулачка і спричинити удари та поломки.

Крім прискорення, профіль кулачка також впливає на швидкість руху клапана, що є особливо важливим при закриванні на сідло. Повільне закриття допомагає уникнути зносу фаски і сідла клапана.

Сучасні вимоги до жорсткості двигунів призводять до розробки профілів кулачків і конструкцій приводу клапанів, які забезпечують

підвищену потужність, тривалість служби і зниження рівня шуму. Збільшення потужності двигуна частково пов'язане з покращенням наповнення циліндрів, що може бути досягнуто, збільшуючи швидкість відкривання та закривання клапана. Однак це може призвести до збільшення навантаження на деталі і вплинути на гучність роботи та термін служби механізму.

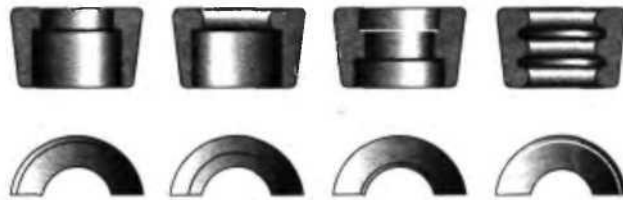


Рис. 2.92. Найбільш розповсюджені види стопорів для закріплення тарілок пружин на стрижнях клапанів

Усі ці фактори враховуються при розробці профілів кулачків розподільного вала. Сучасні двигуни використовують профілі кулачків з плавними змінами прискорення при відкриванні клапана. Існують також розподільні вали з несиметричними кулачками, що дозволяють уникнути відриву штовхача від кулачка при високих швидкостях обертання. Для забезпечення плавної роботи механізму важлива висока точність обробки кулачків, оскільки вони піддаються великим тискам під час контакту зі штовхачем. Для забезпечення довговічності кулачки часто виготовляють з високоміцних матеріалів, таких як леговані сплави хрому, нікелю та молібдену.

Конструкція з кришками для опори відзначається високою надійністю на практиці, особливо коли використовуються коромисла, які навантажують опори вгору-вниз. Однак у таких конструкціях кришки опор можуть бути схильні до поломок при перегріві в режимі масляного голодування, особливо з коромислами та тонкими кришками, як у TOYOTA.

Деякі двигуни VOLKSWAGEN та деякі рядні двигуни, наприклад, MAZDA та FORD, використовують тонкостінні вкладиші підшипників



розподільного вала. Ці конструкції є більш технологічними з точки зору ремонту, оскільки при зносі чи ушкодженні підшипників можна легко замінити лише вкладиші.

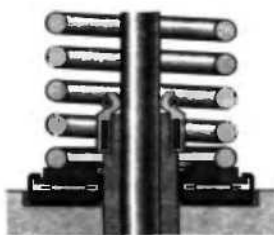


Рис. 2.93. Вигляд типового рішення опори пружини клапана на підшипник, обертається

Зазор у підшипниках розподільного вала зазвичай становить 0,06–0,08 мм у більшості алюмінієвих головок. Зменшення цього зазору може призвести до заклинювання вала при запуску за низьких температур, що може викликати поломки. З іншого боку, великий зазор може збільшити гучність двигуна і скоротити термін служби підшипників та інших деталей газорозподільного механізму.

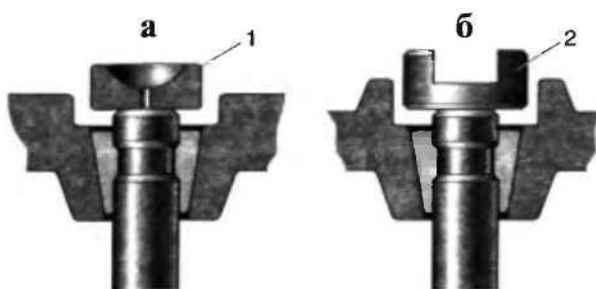


Рис. 2.94. Технічне рішення з використанням проміжного штовхальника, який слугує для нівелювання зношення торця клапана: а - у приводі коромислами; б - у приводі важелями; 1, 2 - проміжний штовхальник

Опори вала можуть бути вбудовані у корпус підшипників вала або бути окремими. У першому випадку можуть бути як однакові, так і різні діаметри отворів, а також різні опори з кришками. У більшості випадків осьова фіксація розподільного вала здійснюється різними способами, як показано на рис. 2.97.

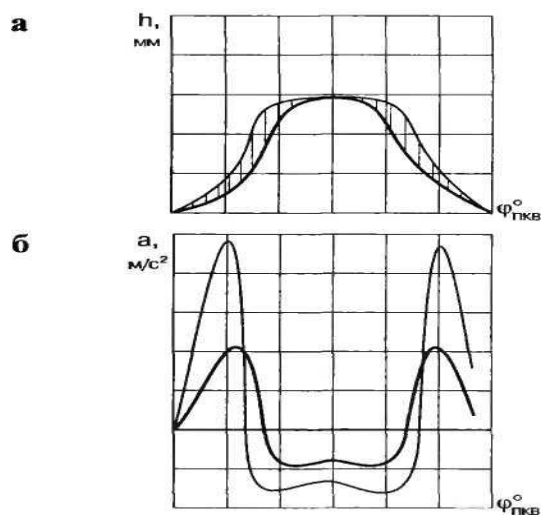


Рис. 2.95. Діаграма залежності кулачкового профілю розподільчого валу (а) на прискорення клапана (б): більш «повний» профіль кулачка дає збільшення пропускної здатності клапана, але значно підвищує динамічні навантаження в деталях приводу

Кожна опора розподільного валу має подачу масла з системи змащення. У більшості конструкцій опори мають мастильні отвори, а опорні шейки розподільного валу гладкі, без канавок і отворів. Різні схеми подачі мастила до підшипників розподільних валів представлені на рис. 2.98.

Деякі конструкції передбачають подачу мастила лише до однієї опори. У цьому випадку вал є порожнім, а опорні шейки мають мастильні отвори, що з'єднують внутрішній центральний канал валу з кожною шейкою. подача мастила від однієї шейки до іншої іноді здійснюється через осі коромисел, особливо, якщо привід клапанів здійснюється коромислами. Такі конструкції вимагають кільцевих канавок на шейці валу для ефективного подачі мастила.

Серед особливостей конструкцій розподільного механізму автомобільних двигунів слід відзначити систему для регулювання фаз газорозподілу, яка встановлюється на передньому кінці розподільного валу. Цей пристрій призначений для забезпечення пізнього відкриття впускних клапанів і мінімального перекриття клапанів при низьких обертах. Така система дозволяє мінімізувати зворотний викид газів у впускний канал, підвищити крутний момент і зменшити витрату пального. На високих

обертах, за командою системи керування двигуном, електромагніт включається, забезпечуючи раннє відкриття впускних клапанів.

Механізми регулювання фаз газорозподілу, які використовуються на сучасних двигунах, наприклад, у MERCEDES-BENZ та ALFA ROMEO, дозволяють забезпечити більш плавні зміни крутного моменту та покращення експлуатаційних характеристик.

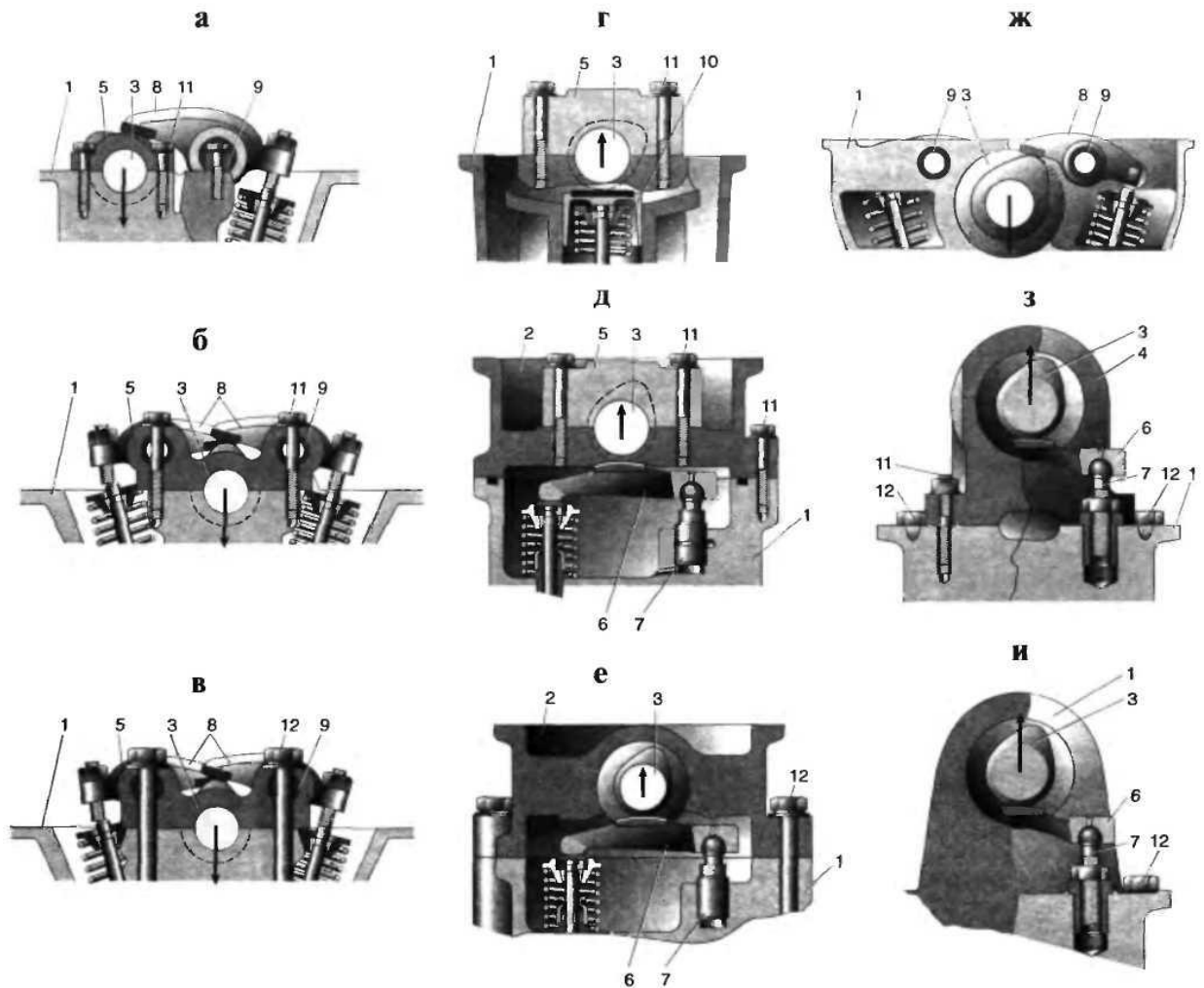


Рис. 2.96. Приклади найбільш розповсюджених опор розподільчих валів (переріз відносно середній опорній шийці розподільчого вала): а - різні опори, вісь коромисел спроектовано окремо від опор; б - різні опори в головці, це технічне рішення дозволяє притягувати кришки опор одночасно з осями коромисел; в - те ж, але технічне рішення дозволяє фіксувати кришки за допомогою болтів головки; г - різні опори в конструкції зі штовхачами – дане технічне рішення вимагає застосування посиленних кришок; д – технічне рішення з різними опорами в окремому

корпусі розподільного вала; е – приклад застосування нероз’ємних опор в корпусі, що закріплюється болтами головки; ж - нероз’ємні опори в головці блоку; з – приклад застосування нероз’ємних окремих опор, що фіксуються на головці; і - те ж, але опори виконані як суцільна деталь з головкою блока ДВЗ; 1 - головка блоку; 2 - корпус підшипників; 3 - розподільчий вал; 4 - опора розподільного вала; 5 - кришка опори; 6 - важіль; 7 - опора важеля; 8 - коромисло; 9 - вісь коромисел; 10 - штовхальник; 11 - болт кріплення кришки (корпуса); 12 - болт головки блоку циліндрів; стрілкою показані напрямки дії зусилля на опору з боку розподільного вала

Якщо частота обертання перевищує діапазон  $6500-7000$  хвилин<sup>-1</sup>, може виникнути дисбаланс розподільного вала через ексцентриситет маси кулачків, що впливає на урівноваженість двигуна. Для зменшення цього дисбалансу TOYOTA використовує зсув осі стрижня вала на його краях від осі обертання.

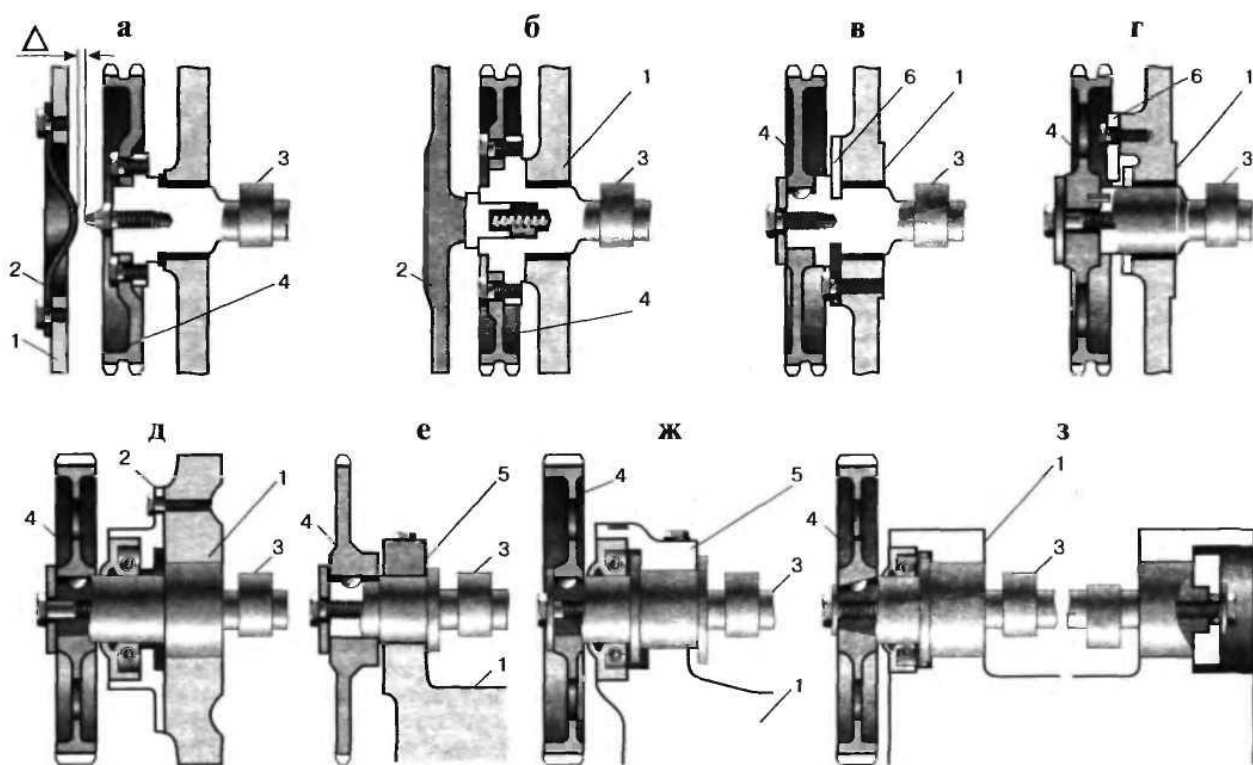


Рис. 2.97. Технічні рішення відносно фіксації розподільних валів від осьового зміщення: а - фланцем на валу й упором у кришку; б - те ж, але упор підпружинений (двигуни OHV); в - скобою, встановлюваної в канавку вала; г

- скобою і фланцем на валу; і - кришкою опори і фланцем, е - торцем зірочки ланцюга і фланцем вала; ж - кришкою опори, установлюваної між двома фланцями вала; з - двома фланцями з різних сторін вала; 1 - головка блоку (блок циліндрів); 2 - передня кришка чи опори головки; 3 - розподільний вал; 4 - зірочка (шків); 5 - кришка підшипника опори; 6 – скоба.

Розглянемо різні механізми приводу клапанів. Оскільки сучасні двигуни можуть досягати максимальної частоти обертання колінчастого валу понад 7000 обертів на хвилину, зниження маси рухомих деталей стає актуальною проблемою для збільшення їхнього терміну служби. Один зі способів досягнення цієї мети - перехід до циліндричних штовхачів у приводі клапанів.

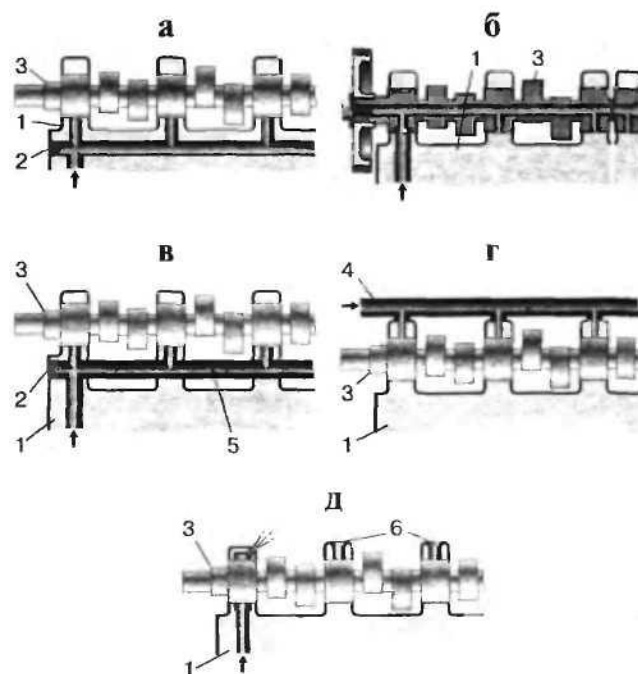


Рис. 2.98. Найбільш розповсюджені технічні рішення та візуалізація схем подачі моторного масла до підшипників ковзання розподільних валів: а - підведенням мастила через канали до кожної опори; б - через порожній розподільний вал; в - через вісь коромисел; г - через трубки що подають масло; д - комбінована система змащення (частина опор має маслзбірні отвори, куди мастило надходить після розбризування); 1 - головка блоку

(блок), 2 - заглушка; 3 - розподільний вал; 4 - трубка; 5 - вісь коромисел; 6 - маслзбірні отвори

Циліндричний штовхач (див. рис. 2.100) є сталеву склянкою, яка розташована між кулачком вала та торцем стрижня клапана. Встановлюється штовхач в відповідний отвір головки блоку з зазором 0,02...0,04 мм для створення направляючого ефекту. Це дозволяє зменшити передачу бічного навантаження від кулачка розподільного вала на стрижень клапана.

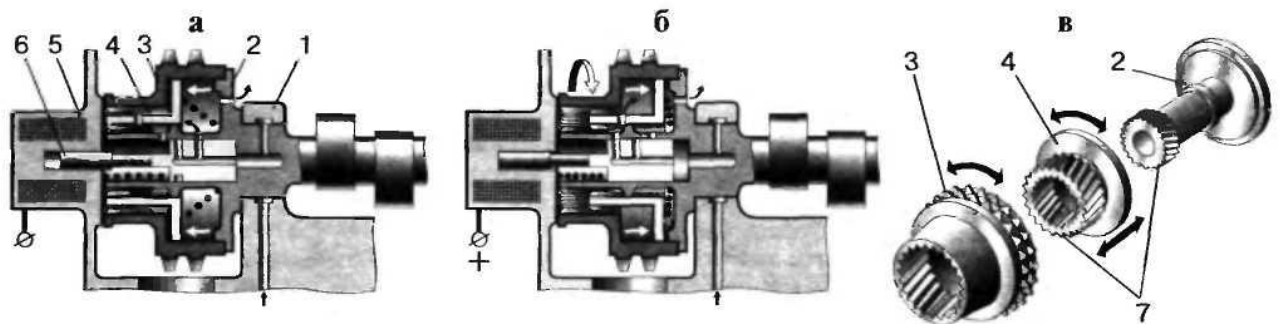


Рис. 2.99. Візуалізація технічного рішення пристрою зміни фаз впуску та випуску газорозподілу: 1 - головка блоку; 2 - розподільчий вал; 3 - зірочка приводу розподільного вала; 4 - поршень; 5 - соленоїд; 6 - явір-клапан; 7 - косозубі шліци а - пізні фази - електромагніт виключений, поршень віджаний уліво тиском мастила, що надходить через клапан; б - ранні фази - електромагніт переводить клапан уліво, поршень тиском мастила переміщається вправо, провертаючи зірочку щодо розподільного вала; в - з'єднання деталей пристрою косозубими шліцами

Проте зношення направляючої втулки та стрижня клапана головним чином залежить від матеріалів, а не від конструкції приводу. Наприклад, пара "бронзова втулка - хромований стрижень" спостерігає більше зношування, ніж пара "металокерамічна (або чавунна втулка) - сталевий стрижень" у конструкції з коромислами.

Сучасні малооб'ємні двигуни використовують два основні типи циліндричних штовхачів (див. рис. 2.100). У першому типі регульовальна шайба розміщена на верхньому торці штовхача, на яку діє кулачок

розподільного вала. Цю конструкцію часто використовують фірми VOLVO, VOLKSWAGEN, TOYOTA, MAZDA тощо. У другому типі кулачок вала діє безпосередньо на верхній торцевій поверхні штовхача (ALFAROMEО, FIAT, SAAB, NISSAN, VOLKSWAGEN тощо), а маса штовхача є мінімальною. Регулювальна шайба у цьому випадку розміщена під штовхачем, на торці стрижня клапана. Варіант із гідроштовхачем не передбачає використання регулювальної шайби.

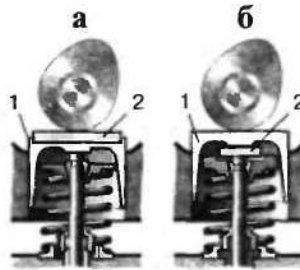


Рис. 2.100. Приклади технічних рішень механізму приводу клапана з циліндричним штовхальником: а - кулачок розподільного вала натискає на поверхню регулюючої шайби; б - кулачок натискає на поверхню штовхальника, регулювальна шайба встановлена між горцем клапана і штовхальником; 1 - штовхальник; 2 - регулююча шайба

Важливо відзначити, що штовхачі не потребують такої великої твердості торця стрижня клапана, як у конструкціях з коромислами або важелями без проміжних шайб. Це пояснюється більшою площею контакту між штовхачем та торцем клапана.

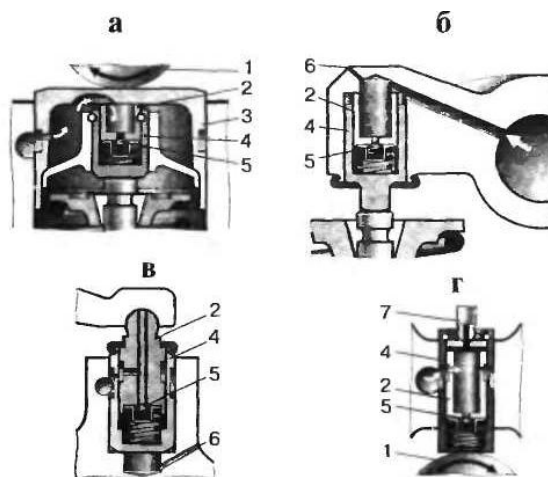


Рис. 2.101. Гідравлічні штовхачі клапанного приводу: а - циліндричними штовхальниками; б - коромислами; в - важелями; г - двигунів

з нижнім розподільним валом; 1 - розподільний вал; 2 - плунжер; 3 - корпус; Л - втулка; 5 - кульковий клапан, 6 - дренажний отвір; 7 – штанга.

Такий підхід спрощує технологію та зменшує вартість виготовлення деталей газорозподільчого механізму. Структура головки з циліндричними штовхачами може мати деяку складність, особливо порівняно з іншими схемами приводу клапанів.

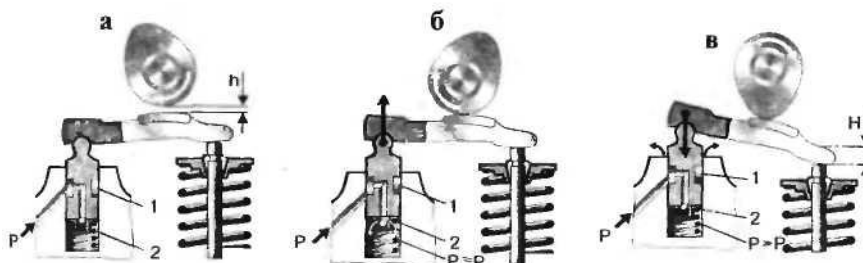


Рис. 2.102. Візуалізація процесу роботи гідравлічного штовхача (гідрокомпенсатора): а - вихідний стан із зазором  $h$ . б – усунення зазору в приводі під дією тиску моторного масла і пружини (кульковий клапан плунжера відкритий); у - клапан плунжера закритий, гідрокомпенсатор у режимі «жорсткої» опори, невелике осідання плунжера за рахунок витоків мастила з порожнини високого тиску, повернення у вихідний стан (а); 1 - порожнина нагнітання; 2 - порожнина високого тиску

Зазвичай для змащення кулачків використовується схема з масляною ванною. Важливо відзначити, що конструкція зі штовхачами, так само як і з важелями, призводить до збільшення висоти головки порівняно з конструкцією з коромислами. У багатоклапанних головках можуть застосовуватися різні варіанти конструкції приводу клапанів, але найчастіше вибирають штовхачі, як більш простий варіант. Використання коромисел дозволяє встановити один розподільний вал у багатоклапанній головці (HONDA, NISSAN, MAZDA, MITSUBISHI), у той час як іншим схемам потрібна велика ширина кулачків, і для чотирьох клапанів на циліндр потрібно два розподільчі вали.



Проте під час експлуатації часто з'являється ще одна недолік схеми з циліндричними штовхачами - зазори в отворах збільшуються через різницю в коефіцієнтах лінійного розширення силумінової головки і сталевих штовхачів при прогріванні. Це може призводити до збільшення шуму в роботі механізму та його швидшого зносу, особливо при значних зазорах у з'єднанні.

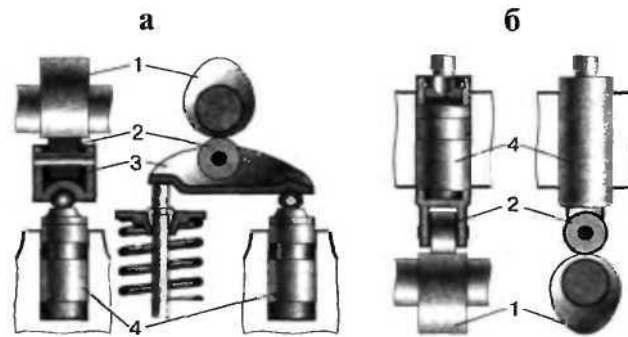


Рис. 2.103. Ролики в механізмах приводу клапанів: а - у схемі з важелями; б - у схемі з нижнім розподільним валом; 1 - розподільний вал; 2 - ролик; 3 - важіль; 4 - гідроштовхальник

При здійсненні аналізу рисунку 2.101, моно бачити використання гідроштовхальників у приводі клапанів з різними схемами. Ці гідроштовхальники автоматично регулюють зазор у приводі клапана, що забезпечує плавну і безшумну роботу газорозподільного механізму. Гідроштовхальники не вимагають регулювань протягом усього терміну служби двигуна. Проте важливо пам'ятати, що гідроштовхальники дуже чутливі до якості та чистоти мастила через високу точність деталей з малими зазорами.

На сьогоднішній день гідроштовхальники можуть бути встановлені на всіх типах механізмів приводу клапанів у двигунах з верхнім розташуванням розподільного вала, таких як схеми з коромислами, важелями і штовхачами. Принцип роботи гідроштовхальника полягає в тому, що при відсутності зовнішньої стискаючої навантаження, масло з системи змащення двигуна заповнює порожнину високого тиску через відкритий клапан, розсовуючи плунжер і втулку, і тим самим вибирає зазори в механізмі. Під час набігання

кулачка на штовхальник, зовнішнє стискаюче навантаження підвищує тиск під плунжером, закриваючи клапан, і штовхальник працює як «твердий» елемент.

Важливо зазначити, що гідроштовхальники не потребують ручного регулювання зазорів, тому вони забезпечують постійний контакт із кулачком. Це дозволяє зменшити навантаження та шум, але може прискорити знос штовхальників через контакт з тильною стороною кулачка через вузьку лінію. Конструкції з роликами можуть зменшити ударні навантаження, але це не використовується у всіх гідроштовхальниках.

Зі збільшенням обертової частоти зменшується витік мастила з під плунжера гідроштовхальника, що призводить до розширення фаз впуску і випуску. Отже, двигун із гідроштовхальниками має покращені експлуатаційні характеристики.

Деякі виробники пропонують модифікації двигунів як з гідроштовхальниками, так і без них, проте розподільні вали цих модифікацій несумісні між собою. Використання гідроштовхальників або їх відсутність може впливати на роботу двигуна залежно від конкретної конфігурації.

## 2.6. Конструкції та необхідність застосування агрегатів наддування малооб'ємних ДВЗ

Агрегати наддування двигунів є важливою складовою частиною систем турбонаддува. Центральним елементом цих систем є турбокомпресор, який складається з ротора, включаючи в себе вал з турбінним і компресорним колесами, підшипників, ущільнень ротора і корпусних деталей. Ротор прискорюється турбіною до дуже високої частоти обертання, досягаючи 100-120 тисяч обертів на хвилину і більше. Зазвичай, у менших двигунів турбокомпресор є компактнішим і досягає вищих обертів, особливо на режимах повного навантаження. Потужність, що генерується турбіною, використовується для приводу компресора, що підвищує тиск стисканого повітря.

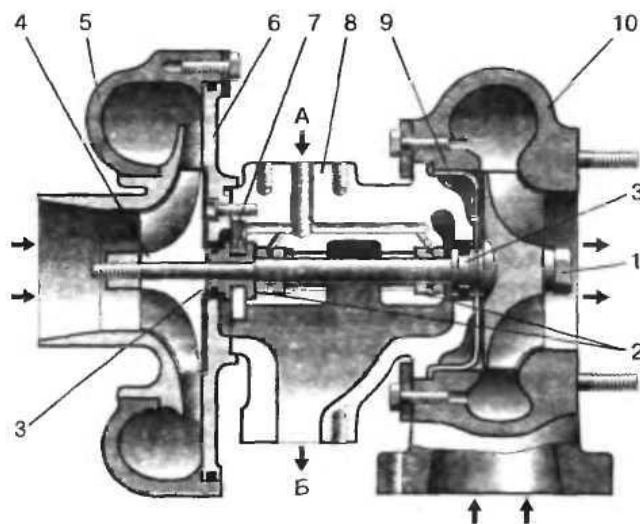


Рис. 2.104. Візуалізація конструктивних особливостей сучасного турбокомпресора: 1 - ротор з колесом турбіни; 2 - підшипник ротора; 3 - ущільнення ротора; 4 - колесо компресора; 5 - корпус компресора; 6 - корпус ущільнення компресора; 7 - гідродинамічний під'ятник; 8 - корпус підшипників; 9 - кожух ущільнення; 10 - корпус турбіни; А - вхід мастила; Б - злив масла

Висока частота обертання вимагає великої точності виготовлення ротора, його конструкції та матеріалів підшипників. Ротор турбокомпресора має єдиний вал з турбінним колесом на одному кінці і компресорним на іншому. Для забезпечення нормальної роботи під високими обертами, ротор розміщений у ковзаючих підшипниках спеціальної конструкції. Гідродинамічний під'ятник грає ключову роль у підтримці ротора, запобігаючи осьовим переміщенням.

За кількістю обертів, турбокомпресор є гнучким і перевищує частоту власних коливань. Конструкція з податливими опорами дозволяє знизити амплітуду коливань і навантаження на роторі, що забезпечує безпечну експлуатацію.

Важливо використовувати високоякісні масла для турбокомпресора, оскільки недостатня якість може призвести до зносу і поломки деталей. Турбокомпресор є складним агрегатом і вимагає ретельного обслуговування та ремонту для забезпечення ефективної роботи двигуна з турбонаддувом.

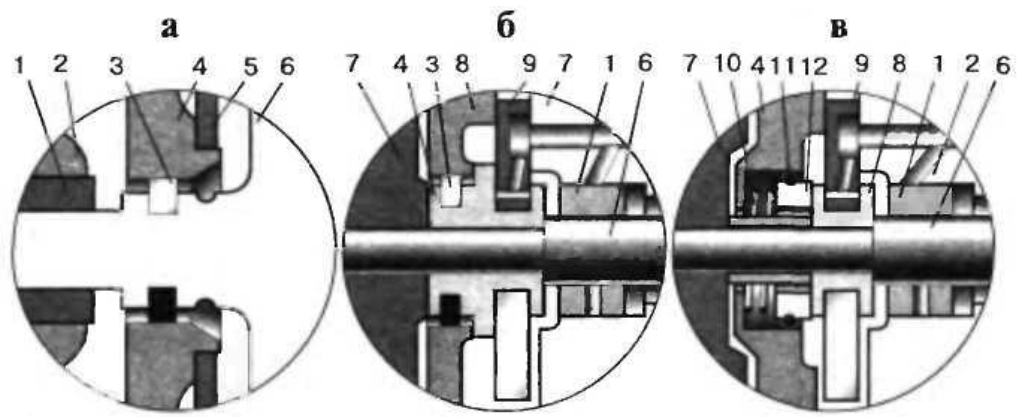


Рис. 2.105. Візуалізація технічних рішень щодо конструкцій ущільнень ротора турбокомпресора: а - ущільнення з боку турбіни; б - ущільнення розрізним кільцем з боку компресора; в - торцеве ущільнення з боку компресора; 1 - втулка підшипника; 2 - корпус підшипників; 3 - ущільнювальне розрізне кільце; 4 - корпус ущільнення; 5 - кожух; 6 - ротор; 7 - колесо компресора; 8 - втулка під'ятника; 9 - під'ятник; 10 - пружина; 11 - гумове ущільнювальне кільце; 12 - графітове кільце

Ротори нагнітача обертаються в закритих підшипниках кочення, не контактуючи один з одним або з корпусами. Синхронізацію їх обертання забезпечує пара зубчастих коліс. Приводний нагнітач у експлуатації є менш складним, але при недостатньому очищенні повітря чи зношуванні підшипників бокові поверхні роторів можуть швидко зазнати зносу, що призводить до шуму при роботі. Основні деталі, такі як ротори, не можуть бути відремонтовані через складність їх зубів і западин, але зношені підшипники можна замінити.

У відміну від приводного нагнітача, де стиск повітря відбувається під час обертання робочих коліс, хвильовий обмінник тиску (COMPREX) працює за іншим принципом. Він забезпечує підвищення тиску на вході завдяки взаємодії хвиль тиску і розрідження, які поширюються в каналах обертового ротора. Синхронне обертання ротора з колінчастим валом забезпечує підвищення тиску у впускному трубопроводі саме того циліндра, де починається впуск.

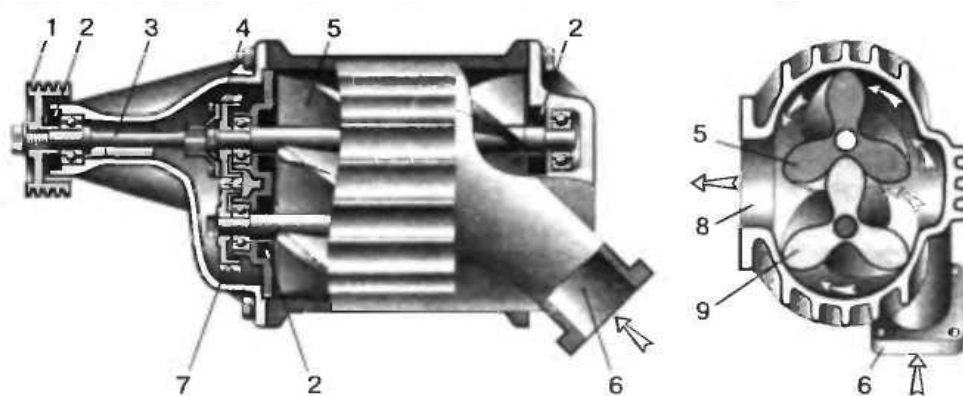


Рис. 2.106. Схема приводного роторно-шестерного нагнітача: 1 - шків приводу; 2 - ущільнення; 3 - ресора; 4, 7 - синхронізуючі шестірни; 5, 9 - ведучий і відомий ротори; 6 - вхідний патрубок; 8 - вихід повітря у впускной колектор

Хвильові обмінники (див. рис. 2.107) давно відомі, але не так поширені через складність конструкції ротора і впровадження системи. Тим не менше, деякі автомобілі вже використовують їх (наприклад, MAZDA). Головна перевага - вищий рівень наддування порівняно з іншими компресорами, що потребує підсилення деяких деталей двигуна.

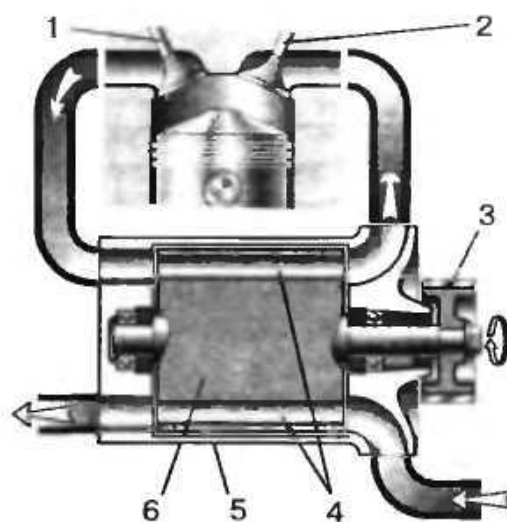


Рис. 2.107. Візуалізація принципової схеми роботи хвильового обмінника тиску типу COMPREX: 1 - випускний клапан двигуна; 2 - впускний клапан двигуна; 3 - шків приводу зубчастим ременем; 4 - канали (осередок) ротора; 5 - корпус; 6 - ротор

Цей метод поєднує переваги турбонаддува та механічного наддуву, забезпечуючи позитивну криву крутного моменту, особливо на низьких обертах і швидко реакцію на зміни частоти обертання. Можливо, у майбутньому ці системи будуть широко використовуватися в автомобільній промисловості.

### 3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Розгляд вимог щодо виконання нормативних умов праці у дослідницьких лабораторіях

#### 3.1. Загальний опис

Лабораторія - це приміщення у навчальному закладі, спеціально обладнане для досягнення мети та завдань конкретного навчального предмета та врахування особливостей навчальної діяльності викладачів і студентів. Під час організації та експлуатації навчальних кабінетів обов'язково потрібно дотримуватися вимог охорони праці.

Охорона праці - це система заходів, спрямованих на забезпечення безпеки життя та здоров'я працівників (студентів) під час трудової діяльності (навчального процесу). Ця система включає правові, соціально-економічні, організаційно-технічні, санітарно-гігієнічні, лікувально-профілактичні, реабілітаційні та інші заходи. Під час проведення занять у навчальних кабінетах можуть виникати як довгострокові, так і короткочасні небезпечні та шкідливі виробничі фактори.

Небезпечний виробничий фактор (НВФ) - це елемент робочого середовища, вплив якого в певних умовах може призвести до травм або іншого раптового погіршення здоров'я працівника (студента). До небезпечних виробничих факторів можна віднести, наприклад, рухомі частини навчального обладнання, гострі краї інструментів, а також можливість падіння предметів на людину або потрапляння через людину електричного струму.

Шкідливий виробничий фактор (ШВФ) - це елемент робочого середовища, вплив якого в певних умовах може призвести до захворювання або зниження працездатності. До шкідливих виробничих факторів можна віднести, наприклад, підвищену запиленість та забрудненість робочої зони,

зміни температури та вологості повітря, а також негативний вплив шуму та вібрації, а також загальних подразників.

Під час проведення навчальних занять необхідно намагатися усунути або знизити вплив зазначених факторів до безпечних рівнів, встановлених нормативними документами. У кожному навчальному кабінеті повинен бути складений перелік небезпечних і шкідливих виробничих факторів, які можуть виникати під час проведення освітнього процесу, а також чітко визначені місця їх виникнення і розроблені заходи, які необхідно приймати для їх усунення чи нормалізації. Згідно з основами та наказами Міністерства освіти, щорічно в навчальних кабінетах повинна проводитися атестація робочих місць з метрологічним контролем параметрів небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Відповідальність за створення безпечних умов навчання, праці та відпочинку студентів покладається на посадових осіб і викладачів згідно з чинним законодавством. Навчальний заклад, а також окремі працівники зобов'язані компенсувати збитки, завдані здоров'ю студента, у вигляді матеріальної та моральної компенсації у випадку недотримання безпечних умов праці чи травматичного випадку.

3.2. Небезпечні та шкідливі фактори у лабораторіях, що впливають на студентів та працівників

#### 3.2.1. Фізичні фактори

1. Рухливі механізми, рухомі частини устаткування та верстатів, стелажі з матеріалами, що можуть впасти. Негативний вплив: можливість травмування студентів та працівників.

2. Високий рівень пилу у повітрі робочої зони. Негативний вплив: може спричинити алергічні реакції та захворювання дихальних шляхів та шкіри.

3. Гарячі поверхні устаткування та виробів. Негативний вплив: можливість опіків при контакті з ними.



4. Низькі температури поверхонь матеріалів та виробів. Негативний вплив: може спричинити захворювання внаслідок охолодження тіла.

5. Висока або низька температура повітря у робочій зоні. Негативний вплив: може порушити обмін речовин та спричинити захворювання.

6. Підвищений рівень шуму. Негативний вплив: може призвести до порушень слуху та нервової системи.

7. Вібрації. Негативний вплив: може спричинити вібраційні захворювання при тривалому впливі.

8. Висока вологість повітря. Негативний вплив: утруднює теплообмін організму та може призвести до захворювань.

9. Низька вологість повітря. Негативний вплив: може викликати сухість та дихальні проблеми.

10. Підвищена або знижена рухливість повітря. Негативний вплив: може призвести до збоїв у теплообміні та стомленості.

11. Електричні ризики, такі як замикання або різкі рівні напруги. Негативний вплив: може викликати електричні ушкодження та поранення.

12. Статична електрика. Негативний вплив: може викликати непередбачувані рухи та електричні ризики.

13. Електромагнітне випромінювання. Негативний вплив: може спричинити зміни в організмі та захворювання.

14. Недостатнє освітлення. Негативний вплив: може призвести до зниження продуктивності та зорових проблем.

15. Відблиски та неправильне освітлення. Негативний вплив: може викликати стомленість, біль в очах та зорові проблеми.

16. Інфрачервоне випромінювання. Негативний вплив: може викликати захворювання та порушення.

17. Гострі краї та шорсткі поверхні. Негативний вплив: можуть спричинити поранення та ушкодження шкіри.

Ці фізичні фактори потребують уваги та відповідних заходів для забезпечення безпеки та здоров'я студентів та працівників у лабораторіях.

### 3.2.2. Хімічні фактори

1. Присутність шкідливих речовин у повітрі робочої зони може спричинити роздратування дихальних шляхів, запалення очей, отруєння та інші захворювання.

2. Мастила, які потрапляють на шкіру або вдихаються, можуть викликати гострі та хронічні захворювання шкіри та отруєння.

3. Кислоти можуть призвести до дерматитів, опіків, а пари сірчаної кислоти можуть пошкодити зуби та стравохід.

4. Взаємодія з їдкими лугами може призвести до дерматитів, розм'якшення шкіри та інших проблем.

5. Використання дезінфікуючих та миючих засобів може спричинити алергічні реакції та інші захворювання.

### 3.2.3. Біологічні фактори

1. Патогенні мікроорганізми та їхні продукти можуть спричинити алергічні та інфекційні захворювання.

2. Біологічно небезпечні об'єкти, такі як рослини, тварини та мікроорганізми, також можуть призвести до захворювань.

### 3.2.4. Психофізіологічні фактори

1. Фізичні перевантаження, такі як тривала робота у незручних позах або піднімання ваг, можуть призвести до захворювань опорно-рухового апарату та інших проблем.

2. Нервово-психічні перевантаження, включаючи монотонність праці та емоційні стреси, можуть призвести до травм та захворювань, включаючи серцево-судинні.

3. Перенапруга аналізаторів та неправильне освітлення можуть спричинити стомленість, погіршення уваги та інші проблеми.

3.3. Огляд необхідних заходів з охорони праці в лабораторії ДВЗ кафедри «Автомобільний транспорт»

Усі лабораторії кафедри автомобільного транспорту оснащені діючими приладами та моделями, для яких використовується напруга до 380 В, що є небезпечним для життя. Для забезпечення безпеки працівників необхідно вживати заходів, таких як ізоляція електроустаткування, використання особистих захисних засобів та навчення персоналу правилам безпеки.

Ось інструкція з техніки безпеки та протипожежних заходів, яку можна використовувати в дослідницькій лабораторії кафедри «Автомобільний транспорт»:

#### 3.3.1. Загальні вимоги безпеки

- Дотримання вимог ДСТУ 2.-4. 113 - 82 ССБТ «Роботи навчальні лабораторні».

- Відповідальність викладача за роботу приладів, трудову дисципліну та техніку безпеки.

- Студенти повинні працювати на визначених місцях.

- Відповідальність студентів за дисциплінарні порушення та матеріальну шкоду.

#### 3.3.2. Вимоги безпеки перед початком роботи

- Інструктаж з техніки безпеки від викладача.

- Ознайомлення зі схемою електропостачання робочих місць.

- Оформлення контрольних листів про проведення інструктажу.

#### 3.3.3. Вимоги безпеки під час роботи

- Перевірка стану ізоляції провідників та електрообладнання перед роботою.

- Розташування вимірювальних приладів для зручності та безпеки.

- Запобігання перетину електричних провідників в натягнутому стані.

#### 3.3.4. Вимоги безпеки в аварійних та надзвичайних ситуаціях

- Відключення електропостачання та сповіщення викладача при виявленні диму чи запаху горілого.

- Виклик пожежної охорони (телефон 101) у разі пожежі.

- Гасіння пожежі підручними засобами до прибуття пожежної охорони.

### 3.3.5. Вимоги безпеки по закінченні робіт

- Вимкнення діючої моделі після закінчення робіт за дозволом викладача.

- Прибирання робочих місць та вимкнення електроживлення.

### 3.3.6. Інструкція з техніки безпеки та протипожежних заходів

- Максимальне використання негорючих та слабогорючих матеріалів.

- Обмеження кількості горючих речовин та їх правильне розташування.

- Запобігання розповсюдженню пожежі та використання засобів гасіння.

- Евакуація та використання засобів колективного та індивідуального захисту.

- Використання засобів протипожежної сигналізації.

### 3.3.7. Вимоги безпеки перед початком та при закінченні роботи

- Перевірка справності контрольно-вимірювальних приладів та заземлюючих пристроїв.

Ця інструкція повинна бути ретельно дотримана для забезпечення безпеки та уникнення негативних наслідків.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У випускній бакалаврській роботі було проведено комплекс теоретичного аналізу з узагальнення особливостей конструкції механічної частини сучасних малооб'ємних двигунів автотранспортної техніки. Обрано масив теоретичних відомостей про особливості роботи та конструкції механічної частини сучасних двигунів внутрішнього згорання. Проаналізовано процес роботи та конструкційні особливості малооб'ємних двигунів внутрішнього згорання з наддуванням впускного повітря. У результаті було розглянуто та систематизовано такі питання:

- проведено аналіз показників надійності конструкції сучасних двигунів;
- здійснено аналіз специфіки конструкції механічної частини та узагальнено отриману інформацію щодо технічних рішень для підвищення експлуатаційних показників малооб'ємних двигунів;
- сформовано теоретичні відомості щодо технічних рішень та особливостей конструкції сучасних малооб'ємних двигунів внутрішнього згорання з наддуванням впускного повітря.

Результати отримані в ході виконання роботи будуть використані у методичних та лекційних матеріалах для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт».

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ТА РЕСУРСІВ

1. Pacejka H.V. The magic formula tyre modell. / H.V. Pacejka, E. Bakker // Prog. 1st Collog. Models for Vehicle Dynamics Analysis. Delft, 1991. - Amsterdam : Swits and Zeitlinger. - 1993. - P. 1-18.
2. Акатов Е. И., Белов П. М., Дьяченко Н. Х. Работа автомобильного двигателя на неустановившемся режиме. - К. : Машинобудування, 1998. - 216 с.
3. Бібліотека Криворізького національного університету (м. Кривий Ріг, вул. Пушкіна, 37). – Режим доступу: <http://lib.knu.edu.ua/>,
4. Бойченко С.В., Иванов С.В., Бурлака В.Г. Моторные топлива и масла для современной техники. /Монография/. – К.; НАУ, 2005. – 216 с.
5. Грамолін А.В., Кузнецов А.С. Пальне, масла, змазки, рідини, матеріали для експлуатації та ремонту автомобілів. - К.: Машинобудування, 1995. - 63 с.
6. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория, [учеб. для вузов] / А.И. Гришкевич. - Мінськ. : Наука., 1986.-208 с.
7. Гурвич И.Б. Долговечность автомобильных двигателей. К., «Машинобудування». 1987. 112 с.
8. Гутаревич Ю. Ф. Екологія автомобільного транспорту: навч.посібник / Гутаревич Ю. Ф., Зеркалов Д. В., Говорун А. Г.- К.: Основа, 2002. -312 с.
9. Державна науково-технічна бібліотека України - <https://dntb.gov.ua>
10. ДСТУ 12.1.003-03\*. ССБТ. Шум. Загальні вимоги безпеки. - Київ.: Видавництво стандартів, 2008.
11. ДСТУ 12.1.004-01. ССБТ. Пожежна безпека. Загальні вимоги. - Київ.: Видавництво стандартів, 2002.
12. ДСТУ 12.4.113-02. ССБТ. Роботи навчальні лабораторні. Загальні вимоги безпеки. - Київ.: Видавництво стандартів, 2002.

- 12.ДСТУ 12.4.113-02. ССБТ. Роботи навчальні лабораторні. Загальні вимоги безпеки. - Київ.: Видавництво стандартів, 2002.
- 13.ДСТУ 2389-94. Технічне діагностування та контроль технічного стану. Терміни та визначення. – К.: Держстандарт України, 1999.
- 14.ДСТУ 2860–94 Надійність техніки. Терміни та визначення.
- 15.Електрона бібліотека ELIBUKR - <http://www.elibukr.org>
- 16.Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю : ДСТУ 3649-97 / К.: Держстандарт України, - 1998.- 20 с.- (Національні стандарти України).
- 17.Канарчук В. Е., Арсенюк Ю. В. Визначення технічного стану двигуна без розбирання.— Механізація мл. госп-ва, 1998, № 11, с. 18—19.
18. Канарчук Е. А., Канарчук В. Е. Влияние режимов работы на износ автомобильного двигателя. К-, Киев. торг.-экон. ин-т, 1990. 228 с.
19. Кисликов В. Лищик В. Будова й експлуатація автомобілів. «Либідь», 2000 -150 с.
- 20.Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник – К.: Либідь, 2000. – 400 с.
- 21.Лудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. Організація і управління». Київ,-Знання-Пресс, 2004. - 508 с.
- 22.Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: Підручник. – К.: Вища шк., 2007. – 527 с.
- 23.Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: Підручник. – К.: Знання-Прес, 2003. - 511 с.
- 24.Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: організація і управління. – К.: Знання-Прес,2004. – 478 с.
- 25.Лудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: Підручник. - К.: Знання-Прес, 2003. - 511 с.

26. Луканин В. Н., Морозов К. А., Хачиян А. С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Учебник для вузов в 3 томах. - К.: ВШ, 1995.
27. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання /всеукраїнський науково-технічний журнал, 2002 – 96 с.
28. Мишин И.А. Долговечность двигателей. К., «Машинобудування», 1988. 260 с.
29. Національна бібліотека України імені В.І.Вернадського - <http://www.nbuv.gov.ua>
30. Освітній портал КНУ - <http://mlib.knu.edu.ua>
31. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. – К.: Мінтранспорт України»1998.- 43 с.
32. Сажко В.А. Електрообладнання автомобілів і тракторів. К. Каравела, 2008 – 325 с.
33. Суранов Г. И. К исследованию пусковых износостойкостей двигателей внутреннего сгорания. Мінськ., 1988, с. 37—45 (Труды ЦНИИМЭ. Сб. 90).
34. Технічна експлуатація та надійність автомобілів: Навчальний посібник / Є.Ю. Форнальчик, М.С. Оліскевич, О.Л. Мاستикаш, Р.А. Пельо; за заг. ред. Є.Ю.Форнальчика. - Львів: Афіша, 2004. - 492 с.
35. Ткачев В. Н., Фиштейн Б. М. Методы повышения долговечности деталей машин. К., «Машинобудування», 1991. 272 с.
36. Форнальчик Е.Ю. Технічна експлуатація та надійність автомобілів / Е.Ю. Форнальчик, М.С. Оліскевич, О.Л. Мастикаш, Р.А. Пельо. - Львів: Афіша, 2004. - 492 с.
37. Чулков П.В., Чулков Н. П. Топлива и смазочные материалы: ассортимент, качество, применение, экономия, экология. - К.: Либідь, 1996. - 302 с.